

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

THÈSE PRÉSENTÉE À
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE
À L'OBTENTION DU
DOCTORAT EN GÉNIE
Ph.D.

PAR
Benoit BEAUCHAMP

MODÉLISATION ET VALIDATION EXPÉRIMENTALE D'UNE POMPE À CHALEUR
GÉOTHERMIQUE À EXPANSION DIRECTE

MONTREAL, 10 AOÛT 2011

©Tous droits réservés, Benoit Beauchamp, 2011

©Tous droits réservés

Cette licence signifie qu'il est interdit de reproduire, d'enregistrer ou de diffuser en tout ou en partie, le présent document. Le lecteur qui désire imprimer ou conserver sur un autre media une partie importante de ce document, doit obligatoirement en demander l'autorisation à l'auteur.

PRÉSENTATION DU JURY

CETTE THÈSE A ÉTÉ ÉVALUÉE

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Louis Lamarche, Ph. D., directeur de thèse
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Stanislaw Kajl, Ph.D., codirecteur de thèse
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Simon Joncas, Ph.D., président du jury
Département de génie de la production automatisée à l'École de technologie supérieure

M. Stéphane Hallé, Ph.D., membre du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Michel Bernier, Ph.D., examinateur externe
Département de génie mécanique à l'École Polytechnique de Montréal

ELLE A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 29 SEPTEMBRE 2011

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier sincèrement, en tout premier lieu, mon directeur de thèse le professeur Louis Lamarche. Le professeur Lamarche s'est avéré être une ressource indispensable pour l'accomplissement de cette recherche en raison de ses conseils scientifiques et le partage de son expertise. Il a été en mesure de me guider, de m'appuyer et de me motiver tout au long de ces années. De plus, il a témoigné de sa confiance envers moi en me donnant la liberté d'action dans mes activités de recherche.

En second lieu, je désire remercier mon codirecteur de thèse, le professeur Stanislaw Kajl. Mes premières expériences en recherche ont été effectuées sous la supervision du professeur Kajl et ce, au commencement de mes études au baccalauréat en génie mécanique. Grâce à sa confiance et ses conseils, j'ai poursuivi mes multiples activités de recherche jusqu'au dépôt de cette thèse. En plus de la recherche, le professeur Kajl m'a initié à l'enseignement universitaire et au transfert des connaissances. Ces activités professionnelles ont été au cœur de mon quotidien depuis plusieurs années et je suis reconnaissant envers le professeur Kajl de m'avoir permis d'accomplir ces tâches valorisantes.

J'aimerais souligner ma gratitude à l'endroit des professeurs Michel Bernier, Stéphane Hallé et Simon Joncas pour avoir accepté de siéger sur le jury de ma thèse ainsi que pour avoir démontré de l'intérêt envers mes activités de recherche.

Je tiens à souligner l'importance des appuis financiers et/ou matériels reçus de la part de l'École de technologie supérieure, de la compagnie Géothermix Inc., du Conseil de Recherche en Sciences Naturelles et en Génie du Canada (CRSNG), du Fonds québécois de recherche sur la nature et les technologies (FQRNT) et du Centre de la Technologie de l'Énergie de CanMET.

VI

Plusieurs personnes ont contribué au succès de la réalisation du banc d'essai. Patrick Shéridan, Patrick Blouin, Michel Drouin, Alain Grimard et Michel Dussault ont été des personnes ressources fortement appréciées pour ce projet.

Finalement, la réalisation de ce projet, tout comme de nombreux autres, n'aurait pas été possible sans l'appui et les encouragements de mes parents et ma famille. L'accomplissement de ce travail je le dédie à ma splendide conjointe et mes extraordinaires enfants; Jésabel, Maya et Nathan qui sont une source constante de motivation ainsi qu'à mes adorables parents, France et Gaétan, qui m'ont transmis tous les éléments clés de la réussite.

MODÉLISATION ET VALIDATION EXPÉRIMENTALE D'UNE POMPE À CHALEUR GÉOTHERMIQUE À EXPANSION DIRECTE

Benoit BEAUCHAMP

RÉSUMÉ

Les pompes à chaleur géothermique à expansion directe connaissent un regain d'intérêt depuis quelques années. Ces systèmes fonctionnent selon le cycle de réfrigération simple à compression de vapeur au même titre que les pompes à chaleur à boucle géothermique secondaire. La différence principale entre les deux technologies provient du fait que l'échangeur de chaleur géothermique est une composante intégrale du circuit frigorifique des systèmes à expansion directe. De ce fait, la dynamique de fonctionnement ainsi que les performances énergétiques et opérationnelles du système sont directement liées au comportement du fluide de travail, le fluide frigorigène, dans l'organe échangeur de chaleur réfrigérant-sol.

La revue de littérature révèle que les recherches et publications scientifiques liées aux systèmes de pompe à chaleur géothermique à expansion directe sont peu nombreuses. Ainsi, tant au niveau de la modélisation que des résultats expérimentaux, l'information disponible ne permet pas d'obtenir une appréciation scientifique satisfaisante à l'égard de cette technologie.

L'objectif du présent travail consiste à obtenir des résultats expérimentaux traitant du fonctionnement de ces systèmes ainsi qu'à développer un modèle numérique détaillé de l'échangeur de chaleur réfrigérant-sol. Ces résultats permettront de comprendre et d'analyser la complexité du fonctionnement dynamique de ces systèmes, particulièrement pour l'échangeur réfrigérant-sol, ainsi que de proposer un outil de modélisation offrant la possibilité de réaliser des simulations paramétriques pour l'analyse et/ou le développement de cet organe.

Le système étudié dans ce travail est une unité commerciale disponible et a la capacité de fonctionner soit en mode chauffage, soit en mode climatisation. Lors du fonctionnement en mode chauffage, l'échangeur réfrigérant-sol assure le rôle de l'évaporateur et est constitué de trois boucles géothermiques en parallèle possédant chacune leur valve de détente thermostatique dédiée. Lors du fonctionnement en mode climatisation, l'échangeur réfrigérant-sol assure le rôle du condenseur et est constitué soit d'une seule boucle ou une combinaison de deux boucles géothermiques en parallèle. Le choix de cette combinaison est effectué par l'ordinateur de bord du système selon une séquence de contrôle préétablie par le fabricant.

L'échangeur de chaleur réfrigérant-sol possède la particularité d'avoir un transfert de chaleur diffusif et transitoire avec le sol à la frontière externe du fluide frigorigène. Les modèles de simulation développés et disponibles dans la littérature traitent majoritairement un problème convectif à la frontière externe du fluide frigorigène. Le développement d'un modèle

VIII

numérique intégrant les équations gouvernantes de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie pour le fluide frigorigène ainsi que du transfert de chaleur diffusif dans le sol, constitue une contribution du travail actuel.

Dans l'objectif d'obtenir des résultats expérimentaux de fonctionnement du système, un banc d'essai possédant une instrumentation exhaustive a été conçu. Une multitude de tests expérimentaux ont été réalisés afin d'obtenir des résultats pour le fonctionnement du système en mode de chauffage et de climatisation. Des tests expérimentaux particuliers ont été réalisés sur le banc d'essai avec comme objectif l'obtention de résultats permettant d'analyser le fonctionnement dynamique des boucles géothermiques pour les deux modes de fonctionnement.

Les résultats expérimentaux obtenus, en plus de permettre de documenter les performances opérationnelles du système, ont permis de comparer les résultats du modèle numérique de simulation développé.

Mots clés: Pompe à chaleur, géothermique, expansion directe, système frigorigène, modèle numérique

MODÉLISATION ET VALIDATION EXPÉRIMENTALE D'UNE POMPE À CHALEUR GÉOTHERMIQUE À EXPANSION DIRECTE

Benoit BEAUCHAMP

ABSTRACT

Direct expansion ground source heat pumps are a technology which is actually gaining interest among scientific community. These systems operate on the well-known simple vapor compressor refrigeration cycle. The most popular heat pumps using a secondary ground loop also operate on the simple vapor compressor refrigeration cycle. The main difference between both technologies is that the ground heat exchanger is an integral component of the refrigeration cycle for the direct expansion systems. Therefore, the energetic and operational performances of the system are directly related to the working fluid behavior, the refrigerant, in relation with the diffusive ground heat transfer.

The literature review indicates that scientific researches and publications related to direct expansion ground source heat pumps are limited. Therefore, regarding experimental results as well as simulation models, the actual information available in the scientific literature is not sufficient in order to obtain a satisfactory scientific appreciation of the technology.

The main scope of the actual work is obtaining scientific experimental results regarding operational characteristics of such systems and also developing a numerical simulation model of a refrigerant-ground heat exchanger. The obtained experimental results will permit the analysis and comprehension of the complex dynamic operational characteristic of such systems, mainly regarding the refrigerant-ground heat exchanger. The simulation model developed will offer the possibility to realize parametric simulation for either the analysis or the development of refrigerant-ground heat exchanger.

The system studied in this work is an available commercial unit and has the possibility to operate in both heating and cooling mode. When used in heating mode, the refrigerant-ground heat exchanger is the evaporator and consists of three ground loops in parallel having their own dedicated thermostatic expansion valve. When used in cooling mode, the refrigerant-ground heat exchanger is the condenser and consists of either one or a pair of ground loops in parallel. The operational situation is controlled by the onboard computer of the unit based on an operational sequence established from the manufacturer.

The refrigerant-ground heat exchanger has the particularity to have a diffusive and transient heat transfer from the outer boundary of the refrigerant flow. The actually available models in the literature mainly solve a convective heat transfer at the outer boundary of the refrigerant flow. The development of a dynamic numerical model integrating the governing continuity, momentum and energy equations for the refrigerant fluid flow with transient ground heat transfer is a scientific contribution of the actual work.

In order to obtain scientific experimental results from the system, a test rig has been build including a detailed instrumentation. Several experimental tests have been realized to obtain results for both the heating and cooling mode. Particular tests have also been conducted in order to obtain detailed results regarding the complex and dynamic operational characteristic of the ground loops in both heating and cooling mode.

Experimental comparison of the numerical simulation model has been realized with the obtained experimental results.

Key words: Heat pump, ground source, direct expansion, refrigeration cycle, numerical model.

TABLE DES MATIÈRES

	Page
CHAPITRE 1 INTRODUCTION	31
1.1 Pompe à chaleur géothermique à expansion directe	31
1.2 Objectifs	32
1.3 Plan du rapport	32
CHAPITRE 2 DESCRIPTION DU SYSTÈME	35
2.1 Description générale du système	35
2.2 Fonctionnement du système en mode climatisation	39
2.3 Fonctionnement du système en mode chauffage	41
CHAPITRE 3 REVUE DE LA LITTÉRATURE	43
3.1 Pompes à chaleur à expansion directe	43
3.2 Modélisation dynamique de systèmes fonctionnant selon le cycle de réfrigération à compression de vapeur	50
3.2.1 Modélisation détaillée des échangeurs de chaleur (condenseur et évaporateur) par approche à paramètres distribués.	53
3.3 Distribution du réfrigérant lors d'écoulements en parallèle	56
3.4 Résumé	59
CHAPITRE 4 MODÉLISATION DE L'ÉCHANGEUR RÉFRIGÉRANT-SOL	60
4.1 Introduction	60
4.2 Réfrigérant	63
4.2.1 Taux de vide	69
4.2.2 Contrainte de cisaillement à la paroi	70
4.2.2.1 Écoulement monophasique	71
4.2.2.2 Écoulement diphasique	73
4.3 Transfert de chaleur	75
4.3.1.1 Écoulement monophasique	75
4.3.1.2 Écoulement diphasique	76
4.4 Paroi du tube	78
4.5 Puits géothermique	79
4.6 Sol	82
4.7 Résolution numérique	85
4.7.1 Algorithme de résolution numérique	90
4.8 Résumé	93
CHAPITRE 5 MONTAGE EXPÉRIMENTAL	95
5.1 Techniques de mesure	95
5.1.1 Instrumentation	96
5.1.1.1 Circuit frigorifique à l'intérieur du bâtiment	96

	5.1.1.2	Circuit frigorifique au niveau des puits géothermiques	103
	5.1.1.3	Circuit de la boucle d'eau du côté du bâtiment	107
	5.1.2	Système d'acquisition de données	108
5.2		Évaluation des paramètres et bilans énergétiques	110
	5.2.1	Évaluation des paramètres et bilans énergétiques en mode chauffage	111
	5.2.1.1	Échangeur de chaleur réfrigérant-eau (condenseur)	111
	5.2.1.2	Échangeur de chaleur réfrigérant-sol (évaporateur)	113
	5.2.1.3	Compresseur	117
	5.2.1.4	Tuyauterie	119
	5.2.1.5	Coefficient de performance	121
	5.2.2	Évaluation des paramètres et bilans énergétiques en mode climatisation	123
	5.2.2.1	Échangeur de chaleur réfrigérant-eau (évaporateur)	123
	5.2.2.2	Échangeur de chaleur réfrigérant-sol (condenseur)	125
	5.2.2.3	Compresseur	128
	5.2.2.4	Tuyauterie	128
	5.2.2.5	Coefficient de performance	130
5.3		Résumé	132

CHAPITRE 6		RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX DU SYSTÈME GLOBAL EN MODE CLIMATISATION	133
6.1		Méthodologie expérimentale	134
6.2		Résultats expérimentaux mode climatisation continu (une boucle activée)	135
6.3		Résultats expérimentaux mode climatisation continu (deux boucles activées)	138
	6.3.1	Analyse globale du système; détermination du régime quasi-permanent	139
	6.3.2	Analyse énergétique et comportementale du système	143
	6.3.3	Analyse de l'évolution temporelle des performances	147
	6.3.3.1	Détermination de la dégradation temporelle des performances du système	149
6.4		Mode climatisation: Validation des données expérimentales	153
	6.4.1	Évaporateur	153
	6.4.2	Condenseur	154
	6.4.3	Débit massique du réfrigérant	154
6.5		Recommandations	156
6.6		Résumé	157

CHAPITRE 7		ANALYSE DU CONDENSEUR CONSTITUÉ DE BOUCLES EN PARALLÈLE EN MODE CLIMATISATION	159
7.1		Méthodologie expérimentale	159
7.2		Résultats du condenseur constitué de deux boucles en parallèle	160
7.3		Analyse des résultats du condenseur constitué de deux boucles en parallèle	164
	7.3.1	Analyse des résultats du condenseur constitué de deux boucles en parallèle (boucle #1 et #2)	165

7.3.2	Analyse des résultats du condenseur constitué de deux boucles en parallèle (boucle #2 et #3)	169
7.3.3	Analyse des résultats du condenseur constitué de deux boucles en parallèle (boucle #1 et #3)	174
7.3.4	Résumé	182
CHAPITRE 8	RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX DU SYSTÈME GLOBAL EN MODE CHAUFFAGE (trois boucles géothermiques activées)	185
8.1	Méthodologie expérimentale	185
8.2	Résultats expérimentaux mode chauffage continu (3 boucles activées)	186
8.2.1	Analyse globale du système; détermination du régime quasi-permanent	186
8.2.2	Analyse énergétique et comportementale du système	191
8.2.3	Analyse de l'évolution temporelle des performances	194
8.2.3.1	Détermination de la dégradation temporelle des performances du système	197
8.3	Mode chauffage: Validation des données expérimentales	200
8.3.1	Condenseur	200
8.3.2	Évaporateur	201
8.3.3	Débit massique du réfrigérant	202
8.3.4	Bilan énergétique global du circuit frigorifique	204
8.3.5	Coefficient de performance	205
8.4	Résumé	206
CHAPITRE 9	RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX DE L'ÉCHANGEUR RÉFRIGÉRANT- SOL EN MODE CHAUFFAGE (une boucle géothermique activée)	209
9.1	Méthodologie expérimentale	209
9.2	Mode chauffage : fonctionnement de l'évaporateur avec une (1) boucle activée	210
9.2.1	Mode chauffage continu (boucle #1 activée), Test 600 minutes	211
9.2.2	Mode chauffage continu (boucle #1 activée) : Test 120 minutes	217
9.2.2.1	Mode chauffage continu (boucle #1 activée), Test 120 minutes : analyse comportementale	222
9.2.3	Mode chauffage continu (boucle #2 activée) : Test 120 minutes	228
9.2.4	Mode chauffage continu (boucle #3 activée) : Test 120 minutes	233
9.3	Comparaison du comportement des boucles lors du fonctionnement de l'évaporateur avec une (1) boucle activée	238
9.4	Résumé	242
CHAPITRE 10	ANALYSE DU COMPORTEMENT EN POMPAGE DE L'ENSEMBLE ÉLÉMENT DÉTENDEUR - ÉVAPORATEUR EN MODE CHAUFFAGE (une boucle géothermique activée)	245
10.1	Méthodologie expérimentale	246
10.2	Analyse des résultats du comportement en pompage	247
10.2.1	Ajustement de la vis de surchauffe statique	247
10.2.2	Délai de transport	250

10.2.3	Délais de réaction de l'ensemble élément détenteur - évaporateur.....	254
10.3	Résumé.....	270
CHAPITRE 11 ANALYSE DE L'ENSEMBLE ÉLÉMENT DÉTENDUEUR - ÉVAPORATEUR CONSTITUÉ DE BOUCLES EN PARALLÈLE EN MODE CHAUFFAGE.....		
11.1	Méthodologie expérimentale	271
11.2	Résultats de l'évaporateur constitué de deux boucles en parallèle.....	272
11.2.1	Boucles #1 et #2 activées	273
11.2.2	Boucles #1 et #3 activées	274
11.2.3	Boucles #2 et #3 activées	278
11.3	Analyse des résultats de l'évaporateur constitué de deux boucles en parallèle	281
11.3.1	Analyse du comportement dynamique des boucles #1 et #2 activées.....	284
11.3.1.1	Oscillation des performances	285
11.3.1.2	Distribution de température dans les boucles	287
11.3.2	Analyse du comportement dynamique des boucles #1 et #3 activées.....	292
11.3.2.1	Oscillation des performances	293
11.3.2.2	Distribution de température des boucles.....	295
11.3.3	Analyse du comportement dynamique des boucles #2 et #3 activées.....	298
11.3.3.1	Oscillation des performances	299
11.3.3.2	Distribution de température des boucles.....	301
11.4	Évaporateur constitué de trois boucles en parallèle.....	304
11.4.1	Tests sans ajustements des vis de surchauffe statique.....	304
11.4.2	Analyse des résultats de l'évaporateur constitué de trois boucles en parallèle	307
11.4.3	Analyse du comportement dynamique des boucles #1, #2 et #3.....	307
11.4.3.1	Oscillation des performances	308
11.4.3.2	Distribution de température dans les boucles	310
11.5	Tests avec ajustements des vis de surchauffe statique.....	324
11.6	Résumé.....	326
CHAPITRE 12 COMPARAISON DU MODÈLE D'ÉCHANGEUR DE CHALEUR RÉFRIGÉRANT-SOL AVEC LES RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX.....		
12.1	Résultats de simulation: mode condenseur	329
12.1.1	Analyse des boucles #1 et #2	330
12.1.2	Distribution de débit massique dans les boucles	337
12.1.3	Variation de la chute de pression en fonction de débit massique.....	338
12.2	Résultats de simulation: mode évaporateur	346
12.2.1	Analyse d'une seule boucle	346
12.3	Résumé.....	353
CONCLUSION.....		354
Compte rendu de la thèse.....		354
Contribution du travail.....		356

ANNEXE I	RÉSUMÉ DES TESTS EXPÉRIMENTAUX: MODE CLIMATISATION (BOUCLE #1 ET #2 ACTIVÉES) DATA 661	359
ANNEXE II	RÉSUMÉ DES TESTS EXPÉRIMENTAUX: MODE CLIMATISATION (BOUCLE #2 ET #3 ACTIVÉES): DATA 661	369
ANNEXE III	RÉSUMÉ DES TESTS EXPÉRIMENTAUX: MODE CLIMATISATION CONTINU (BOUCLE #1 ET #3 ACTIVÉES): DATA 661	379
ANNEXE IV	RÉSUMÉ DES TESTS EXPÉRIMENTAUX: MODE CHAUFFAGE CONTINU (BOUCLE #1 ACTIVÉE): TEST 600 MINUTES.....	389
ANNEXE V	RÉSUMÉ DES TESTS EXPÉRIMENTAUX: MODE CHAUFFAGE CONTINU (BOUCLE #1 ACTIVÉE): TEST 120 MINUTES.....	399
ANNEXE VI	RÉSUMÉ DES TESTS EXPÉRIMENTAUX: MODE CHAUFFAGE CONTINU (BOUCLE #2 ACTIVÉE): TEST 120 MINUTES.....	407
ANNEXE VII	RÉSUMÉ DES TESTS EXPÉRIMENTAUX: MODE CHAUFFAGE CONTINU (BOUCLE #3 ACTIVÉE): TEST 120 MINUTES.....	417
ANNEXE VIII	RÉSUMÉ DES TESTS EXPÉRIMENTAUX: MODE CHAUFFAGE CONTINU (BOUCLE #1, #2 ET #3 ACTIVÉES): DATA 647	427
ANNEXE IX	RÉSUMÉ DES TESTS EXPÉRIMENTAUX: MODE CHAUFFAGE CONTINU (BOUCLE #1 ET #2 ACTIVÉES): DATA 647	439
ANNEXE X	RÉSUMÉ DES TESTS EXPÉRIMENTAUX: MODE CHAUFFAGE CONTINU (BOUCLE #2 ET #3 ACTIVÉES): DATA 647	449
ANNEXE XI	RÉSUMÉ DES TESTS EXPÉRIMENTAUX: MODE CHAUFFAGE CONTINU (BOUCLE #1 ET #3 ACTIVÉES): DATA 647	459
BIBLIOGRAPHIE.....		469

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 2.1	Répartition de la masse de réfrigérant en mode climatisation38
Tableau 2.2	Répartition de la masse de réfrigérant en mode chauffage38
Tableau 5.1	Températures mesurées au niveau du circuit frigorifique.....99
Tableau 5.2	Pressions mesurées au niveau du circuit frigorifique100
Tableau 5.3	Températures mesurées au niveau du circuit frigorifique.....101
Tableau 5.4	Paramètres mesurés au niveau des puits géothermiques.....105
Tableau 5.5	Paramètres mesurés au niveau de la boucle d'eau.....107
Tableau 6.1	Résultats: Mode climatisation.....136
Tableau 6.2	Résultats: Mode climatisation continu (2 boucles activées), période #1, #2 et #3.....145
Tableau 6.3	Résultats: Dégradation temporelle des performances: Mode climatisation continu (2 boucles activées).....149
Tableau 7.1	Résultats: Mode climatisation continu.....163
Tableau 8.1	Résultats: Mode chauffage continu (3 boucles activées), période #1, #2 et #3.....192
Tableau 8.2	Résultats: Dégradation temporelle des performances: Mode chauffage continu (3 boucles activées).....197
Tableau 9.1	Résultats : Mode chauffage continu (boucle #1 activée), Test 600 minutes212
Tableau 9.2	Résultats : Dégradation temporelle des performances : Mode chauffage continu (boucle #1 activée), Test 600 minutes213
Tableau 9.3	Résultats : Mode chauffage continu (boucle #1 activée), Test 120 minutes218
Tableau 9.4	Résultats : Dégradation temporelle des performances, Mode chauffage continu (boucle #1 activée), Test 120 minutes219

XVIII

Tableau 9.5	Résultats : Mode chauffage continu (boucle #1 activée), Test 120 minutes	225
Tableau 9.6	Résultats : Mode chauffage continu (boucle #2 activée), Test 120 minutes	229
Tableau 9.7	Résultats : Dégradation temporelle des performances, Mode chauffage continu (boucle #2 activée), Test 120 minutes	230
Tableau 9.8	Résultats : Mode chauffage continu (boucle #3 activée), Test 120 minutes	234
Tableau 9.9	Résultats : Dégradation temporelle des performances, Mode chauffage continu (boucle #3 activée), Test 120 minutes	235
Tableau 9.10	Résultats : Comparaison du fonctionnement pour chacune des trois boucles pour la période #1 d'un test de 120 minutes	242
Tableau 9.11	Résultats : Comparaison du fonctionnement pour chacune des trois boucles pour la période #2 d'un test de 120 minutes	242
Tableau 10.1	Ajustement de la vis de surchauffe statique: Boucle #1 activée	248
Tableau 10.2	Paramètres pour l'évaluation du délai de transport	253
Tableau 10.3	Évaluation du temps de diminution de surchauffe.....	256
Tableau 10.4	Évaluation du temps d'apparition de surchauffe	256
Tableau 11.1	Résultats: Mode chauffage continu (boucle #1 et #2 activée)	275
Tableau 11.2	Résultats: Mode chauffage continu (boucle #1 et #3 activée)	277
Tableau 11.3	Résultats: Mode chauffage continu (boucle #2 et #3 activée)	280
Tableau 11.4	Comparaison des résultats des paires de boucles en parallèle: Mode chauffage continu	285
Tableau 11.5	Résultats: Mode chauffage continu (boucle #1 et #2 et #3 activées).....	306
Tableau 12.1	Paramètres de l'échangeur	329

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 2.1	Boucle géothermique en cuivre36
Figure 2.2	Fonctionnement du système en mode climatisation40
Figure 2.3	Fonctionnement du système en mode chauffage42
Figure 3.1	Système de la présente thèse.....48
Figure 3.2	Système présenté par Wang et al.49
Figure 4.1	Boucle géothermique en cuivre mou61
Figure 4.2	Régions d'un échangeur vertical réfrigérant-sol62
Figure 4.3	État thermodynamique typique d'un condenseur64
Figure 4.4	État thermodynamique typique d'un échangeur réfrigérant-sol en mode condenseur65
Figure 4.5	État thermodynamique typique d'un échangeur en mode évaporateur66
Figure 4.6	État thermodynamique typique d'un échangeur réfrigérant-sol en mode évaporateur.....66
Figure 4.7	Schématisation d'un coude d'une boucle géothermique.....71
Figure 4.8	Schématisation du transfert de chaleur au niveau de la paroi du tube79
Figure 4.9	Représentation de l'interférence thermique entre les tubes parallèles: schéma en triangle à gauche et schéma en étoile à droite.....80
Figure 4.10	Volume de contrôle de l'écoulement de réfrigérant87
Figure 4.11	Schématisation de deux tubes parallèles adjacents.....87
Figure 4.12	Algorithme de résolution numérique d'un échangeur de chaleur réfrigérant-sol.....92
Figure 5.1	Emplacement des thermocouples dans les puits géothermiques.....104
Figure 6.1	Températures de l'eau137

Figure 6.2	Pressions du réfrigérant.....	137
Figure 6.3	Températures du réfrigérant.....	138
Figure 6.4	Températures de l'eau	140
Figure 6.5	Pressions du réfrigérant.....	140
Figure 6.6	Températures du réfrigérant.....	141
Figure 6.7	Puissance thermique au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau	141
Figure 6.8	Diagramme Pression-Enthalpie pour les périodes #1 et #3	144
Figure 6.9	Évolution temporelle de la puissance thermique du condenseur	148
Figure 6.10	Évolution temporelle du COP , COP_{thermo} , $COP_{idéal}$ et COP_{Carnot}	148
Figure 6.11	Évolution temporelle de la masse volumique à la sortie du condenseur	152
Figure 6.12	Évolution temporelle du différentiel de pression à l'élément détenteur.....	152
Figure 6.13	Évolution temporelle du débit de réfrigérant circulé	153
Figure 6.14	Débit massique du réfrigérant.....	155
Figure 6.15	Débit massique du réfrigérant et puissance électrique consommée par le compresseur	156
Figure 7.1	Schématisation de la configuration condenseur - élément détenteur pour les tests utilisant les boucles #1 et #2 activées	161
Figure 7.2	Schématisation de la configuration condenseur - élément détenteur pour les tests utilisant les boucles #2 et #3 activées	162
Figure 7.3	Schématisation de la configuration condenseur - élément détenteur pour les tests utilisant les boucles #1 et #3 activées	162
Figure 7.4	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #1	166
Figure 7.5	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #2	167
Figure 7.6	Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #1.....	167

Figure 7.7	Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #2.....	168
Figure 7.8	Évolution temporelle du sous-refroidissement	168
Figure 7.9	Évolution temporelle du rapport y_{12}	169
Figure 7.10	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #2	171
Figure 7.11	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #3	172
Figure 7.12	Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #2.....	172
Figure 7.13	Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #3.....	173
Figure 7.14	Évolution temporelle du sous-refroidissement	173
Figure 7.15	Évolution temporelle du rapport y_{32}	174
Figure 7.16	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #1	177
Figure 7.17	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #3	177
Figure 7.18	Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #1.....	178
Figure 7.19	Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #3.....	178
Figure 7.20	Évolution temporelle du sous-refroidissement	179
Figure 7.21	Évolution temporelle du rapport y_{13}	179
Figure 7.22	Températures boucle #1 (0 à 15 min)	180
Figure 7.23	Températures boucle #1 (110 à 115 min)	180
Figure 7.24	Températures boucle #3 (0 à 15 min)	181
Figure 7.25	Températures boucle #3 (110 à 115 min)	181
Figure 7.26	Températures boucle #3.....	182
Figure 8.1	Graphique des températures de l'eau	187
Figure 8.2	Graphique des pressions du réfrigérant.....	188

Figure 8.3	Températures du réfrigérant.....	190
Figure 8.4	Puissance thermique au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau	190
Figure 8.5	Diagramme Pression-Enthalpie pour les périodes #1 et #3	191
Figure 8.6	Évolution temporelle de la puissance thermique du condenseur	196
Figure 8.7	Évolution temporelle du COP , COP_{thermo} , $COP_{idéal}$ et COP_{Carnot}	196
Figure 8.8	Évolution temporelle du rapport des pressions au compresseur	199
Figure 8.9	Évolution temporelle du débit de réfrigérant circulé	200
Figure 8.10	Débit massique du réfrigérant.....	203
Figure 8.11	Débit massique du réfrigérant et puissance électrique consommée par le compresseur	203
Figure 8.12	Rejet de chaleur au condenseur, absorption de chaleur à l'évaporateur et énergie reçue au compresseur.....	204
Figure 8.13	Graphique COP et du $COP_{thermodynamique}$	206
Figure 9.1	Évolution temporelle de la puissance thermique au condenseur, à l'évaporateur et de la puissance au compresseur.....	213
Figure 9.2	Évolution temporelle du COP , COP_{thermo} , $COP_{idéal}$ et COP_{Carnot}	215
Figure 9.3	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #1	215
Figure 9.4	Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #1	216
Figure 9.5	Évolution temporelle de la puissance thermique au condenseur, à l'évaporateur et de la puissance au compresseur.....	219
Figure 9.6	Évolution temporelle du COP , COP_{thermo} , $COP_{idéal}$ et COP_{Carnot}	220
Figure 9.7	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #1	220
Figure 9.8	Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #1.....	221
Figure 9.9	Surchauffe de la boucle #1 vs débit massique au refoulement du compresseur	222

Figure 9.10	Surchauffe de la boucle #1 vs débit massique au refoulement du compresseur226
Figure 9.11	P_2/P_1 vs débit massique au refoulement du compresseur.....226
Figure 9.12	P_2 vs débit massique au refoulement du compresseur227
Figure 9.13	P_1 vs débit massique au refoulement du compresseur227
Figure 9.14	P_{1L} vs débit massique au refoulement du compresseur.....228
Figure 9.15	Évolution temporelle de la puissance thermique au condenseur, à l'évaporateur et de la puissance au compresseur.....231
Figure 9.16	Évolution temporelle du COP , COP_{thermo} , $COP_{idéal}$ et COP_{Carnot}231
Figure 9.17	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #2232
Figure 9.18	Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #2.....232
Figure 9.19	Surchauffe de la boucle #2 vs débit massique au refoulement du compresseur233
Figure 9.20	Évolution temporelle de la puissance thermique au condenseur, à l'évaporateur et de la puissance au compresseur.....236
Figure 9.21	Évolution temporelle du COP , COP_{thermo} , $COP_{idéal}$ et COP_{Carnot}236
Figure 9.22	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #3237
Figure 9.23	Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #3.....237
Figure 9.24	Surchauffe de la boucle #3 vs débit massique au refoulement du compresseur238
Figure 10.1	Schématisation de la configuration élément détenteur - évaporateur pour les tests utilisant une seule boucle activée.....247
Figure 10.2	Surchauffe en fonction de l'ajustement de la vis de surchauffe statique: boucle #1 activée249
Figure 10.3	Oscillation de la haute et basse pression en fonction de l'ajustement de la vis de surchauffe statique: boucle #1 activée250
Figure 10.4	Variation temporelle des températures de la boucle #1257

Figure 10.5	Évolution des pressions en amont et en aval de l'évaporateur	262
Figure 10.6	Évolution de la surchauffe à l'évaporateur et de la pression en amont du condenseur.....	262
Figure 10.7	Évolution de la surchauffe pour T_{IL}	263
Figure 10.8	Distribution de température de la boucle #1 au temps 514.8 minutes	263
Figure 10.9	Évolution de la surchauffe pour T_{IL1}	264
Figure 10.10	Distribution de température de la boucle #1 au temps 515.0 minutes	264
Figure 10.11	Évolution de la surchauffe pour T_{IL2}	265
Figure 10.12	Distribution de température de la boucle #1 au temps 515.8 minutes	265
Figure 10.13	Évolution de la surchauffe pour T_{IB3}	266
Figure 10.14	Distribution de température de la boucle #1 au temps 515.5 minutes	266
Figure 10.15	Évolution de la surchauffe pour T_{IV4}	267
Figure 10.16	Distribution de température de la boucle #1 au temps 516.8 minutes	267
Figure 10.17	Évolution de la surchauffe pour T_{IV5}	268
Figure 10.18	Distribution de température de la boucle #1 au temps 518.0 minutes	268
Figure 10.19	Évolution de la surchauffe pour T_{IV}	269
Figure 10.20	Distribution de température de la boucle #1 au temps 518.0 minutes	269
Figure 11.1	Schématisation de la configuration élément détenteur - évaporateur pour les tests utilisant les boucles #1 et #2 activées	273
Figure 11.2	Évolution du débit massique de réfrigérant et des pressions P_{IL} et P_{2L}	274
Figure 11.3	Schématisation de la configuration élément détenteur - évaporateur pour les tests utilisant les boucles #1 et #3 activées	276
Figure 11.4	Évolution du débit massique de réfrigérant et des pressions P_{IL} et P_{3L}	278
Figure 11.5	Schématisation de la configuration élément détenteur - évaporateur pour les tests utilisant les boucles #2 et #3 activées	279

Figure 11.6	Évolution du débit massique de réfrigérant et des pressions P_{2L} et P_{3L}	281
Figure 11.7	Évolution des surchauffes $Surch_1$, $Surch_2$ et $Surch_{man}$	286
Figure 11.8	Graphique des températures de l'eau au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau.....	286
Figure 11.9	Graphique des puissances thermiques au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau.....	287
Figure 11.10	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #1	289
Figure 11.11	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #2	290
Figure 11.12	Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #1.....	290
Figure 11.13	Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #2.....	291
Figure 11.14	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #1	291
Figure 11.15	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #2	292
Figure 11.16	Évolution des surchauffes $Surch_1$, $Surch_3$ et $Surch_{man}$	293
Figure 11.17	Températures de l'eau au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau	294
Figure 11.18	Puissance thermique au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau	294
Figure 11.19	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #1	296
Figure 11.20	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #3	296
Figure 11.21	Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #1.....	297
Figure 11.22	Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #3.....	297
Figure 11.23	Évolution des surchauffes $Surch_2$, $Surch_3$ et $Surch_{man}$	299
Figure 11.24	Graphique des températures de l'eau au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau.....	300
Figure 11.25	Graphique des puissances thermiques au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau.....	300

Figure 11.26	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #2	302
Figure 11.27	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #3	302
Figure 11.28	Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #2.....	303
Figure 11.29	Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #3.....	303
Figure 11.30	Schématisation de la configuration élément détenteur - évaporateur pour les tests utilisant les trois boucles activées	305
Figure 11.31	Évolution du débit massique de réfrigérant et des pressions P_{1L} , P_{2L} et P_{3L}	305
Figure 11.32	Évolution des surchauffes $Surch_1$, $Surch_2$, $Surch_3$ et $Surch_{man}$	308
Figure 11.33	Graphique des températures de l'eau au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau.....	309
Figure 11.34	Graphique des puissances thermiques au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau.....	309
Figure 11.35	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #1 (moyennes).....	310
Figure 11.36	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #1 (30 minutes)	311
Figure 11.37	Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #1.....	311
Figure 11.38	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #2 (moyennes).....	312
Figure 11.39	Évolution temporelle des températures.....	313
Figure 11.40	Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #2.....	313
Figure 11.41	Évolution spatiale des températures au niveau de la boucle #2 (410.8 min.).....	314
Figure 11.42	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #2 (411.8 min.).....	315

Figure 11.43	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #2 (414.0 min.).....	317
Figure 11.44	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #3 (moyennes).....	317
Figure 11.45	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #3 (30 minutes)	318
Figure 11.46	Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #3.....	318
Figure 11.47	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #1 (412.7 min.).....	320
Figure 11.48	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #1 (414.2 min.).....	320
Figure 11.49	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #1 (414.9 min.).....	321
Figure 11.50	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #3 (443.8 min.).....	322
Figure 11.51	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #3 (444.8 min.).....	322
Figure 11.52	Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #3 (446.0 min.).....	323
Figure 11.53	Évolution des surchauffes des boucles, sans ajustement	325
Figure 11.54	Évolution des surchauffes des boucles, avec ajustements	326
Figure 12.1	Distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #1	332
Figure 12.2	Distribution spatiale des températures simulées au niveau de la boucle #1	333
Figure 12.3	Distribution spatiale des paramètres simulés au niveau de la boucle #1	333
Figure 12.4	Distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #2	334
Figure 12.5	Distribution spatiale des températures simulées au niveau de la boucle #2	334

Figure 12.6	Distribution spatiale des paramètres simulés au niveau de la boucle #2	336
Figure 12.7	Chute de pression en fonction du débit massique.....	340
Figure 12.8	Distribution de la pression pour un débit de 0.01 kg/s	340
Figure 12.9	Distribution du titre pour un débit de 0.01 kg/s.....	341
Figure 12.10	Distribution de la pression pour un débit de 0.025 kg/s	341
Figure 12.11	Distribution du titre pour un débit de 0.025 kg/s.....	342
Figure 12.12	Distribution de la pression pour un débit de 0.045 kg/s	342
Figure 12.13	Distribution du titre pour un débit de 0.045 kg/s.....	343
Figure 12.14	Variation temporelle de la chute de pression pour un débit de 0.010 kg/s	344
Figure 12.15	Variation temporelle de la chute de pression pour un débit de 0.025kg/s	344
Figure 12.16	Variation temporelle de la chute de pression pour un débit de 0.045 kg/s	345
Figure 12.17	Chute de pression en fonction du débit massique.....	346
Figure 12.18	Distribution spatiale des paramètres simulés pour un débit faible	347
Figure 12.19	Distribution des températures simulées pour un débit faible.....	348
Figure 12.20	Distribution spatiale des paramètres simulés pour un débit élevé	349
Figure 12.21	Distribution des températures simulées pour un débit élevé	350
Figure 12.22	Variation temporelle du débit massique imposé à l'entrée	351
Figure 12.23	Variation temporelle de la pression de sortie.....	351
Figure 12.24	Variation temporelle de la puissance thermique de l'évaporateur	352
Figure 12.25	Variation temporelle de la surchauffe.....	352

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

SYMBOLES:

A	section (m^2)
C_p	chaleur massique (J/kg.K)
D	diamètre (m)
f	coefficient de friction
g	accélération gravitationnelle (m/s^2)
G	flux massique ($\text{kg/m}^2\text{s}$)
h	enthalpie (J/kg)
H	coefficient de convection ($\text{W/m}^2\text{K}$)
k	conductivité thermique (W/m.K)
K_L	coefficient de perte de charge singulière
L	longueur (m)
m	massique (kg/s)
p	pression (Pa)
p_c	pression critique (Pa)
P	périmètre (m)
Pr	nombre de Prandtl
q	transfert de chaleur (W/m)
r	rayon (m)
R	rayon (m)
Re	nombre de Reynolds
t	temps (s)
T	température
w	vitesse (m/s)
x	position (m)
x	titre en vapeur
X_{tt}	paramètre de Martinelli

XXX

LETTRES GRECQUES:

α	taux de vide
ρ	masse volumique (kg/m ³)
τ	contrainte de cisaillement (Pa)
μ	viscosité dynamique (Ns/m ²)
σ	tension superficielle (N/m)
ϕ	multiplicateur diphasique
θ	angle (rad)

INDICES EXPOSANTS:

B	paroi du puits
$coulis$	coulis thermique
D	descendant
f	liquide saturé
g	vapeur saturée
hx	paroi du tube
i	interne
in	entrée
lo	indice signifiant que l'écoulement est considéré comme étant entièrement liquide au même débit massique que l'écoulement total
mic	microscopique
mac	macroscopique
out	sortie
r	réfrigérant
ref	réfrigérant
sol	sol
U	ascendant
w	paroi

CHAPITRE 1

INTRODUCTION

1.1 Pompe à chaleur géothermique à expansion directe

Les pompes à chaleur géothermique à expansion directe fonctionnent selon le même cycle frigorifique que les pompes à chaleur géothermiques à fluide secondaire, à savoir le cycle de réfrigération simple à compression de vapeur. La particularité des systèmes à expansion directe est que l'échangeur de chaleur géothermique est une composante intégrale du circuit frigorifique. Cet échangeur est constitué de longs tubes en U connectés en parallèle, insérés verticalement dans les puits géothermiques et dans lesquels circule un fluide frigorigène en changement de phase. Ces particularités complexifient la dynamique de l'écoulement du réfrigérant dans le circuit. Ce comportement complexe ainsi que la répercussion sur le comportement global de la machine frigorifique ne sont, à ce jour, pas documentés.

Dans le contexte économique et environnemental actuel, les systèmes géothermiques sont considérés comme étant les systèmes les plus éconergétiques offerts sur le marché. Relativement à l'accroissement de la demande pour les systèmes géothermiques, les systèmes géothermiques à expansion directe connaissent un regain d'intérêt. Ces systèmes sont commercialement en vente depuis plusieurs années. Toutefois, peu de documentation et de recherche scientifique sont disponibles pour ces équipements.

Ainsi, devant cet accroissement d'intérêt et relativement à la lacune de recherche scientifique concernant les pompes à chaleur géothermiques à expansion directe, nous avons considéré comme étant une contribution scientifique importante l'avancement des connaissances dans ce domaine.

1.2 Objectifs

L'objectif principal de cette thèse consiste en l'analyse expérimentale et la modélisation d'un échangeur de chaleur géothermique à expansion directe. La réalisation de cet objectif permettra de mieux comprendre et prédire le comportement dynamique complexe de cet élément en mode condenseur et en mode évaporateur. L'obtention de cet objectif est réalisée par les étapes suivantes:

- Définir un modèle numérique dynamique d'un échangeur de chaleur réfrigérant-sol vertical.
- Réaliser une multitude d'essais expérimentaux afin de comprendre et d'analyser le comportement d'un échangeur de chaleur réfrigérant-sol vertical en mode condenseur et en mode évaporateur.
- Comparer les résultats du modèle de simulation avec les résultats expérimentaux obtenus.

1.3 Plan du rapport

Le contenu de cette thèse présente, dans un premier temps, la description du système frigorifique analysé. Ce système, une pompe à chaleur géothermique à expansion directe, possède des caractéristiques de conception et d'opération particulières. Ces caractéristiques, présentées au CHAPITRE 2 sont essentielles à identifier initialement afin de bien saisir l'avancement de la présentation des résultats ainsi que de l'analyse en résultant.

Le CHAPITRE 3 fait un état des connaissances concernant les travaux et recherches effectués sur les pompes à chaleur géothermiques à expansion directe, les modèles dynamiques de simulation de systèmes frigorifiques, les modèles dynamiques détaillés des échangeurs de chaleur et le phénomène de distribution dans les écoulements en parallèle.

Le CHAPITRE 4 présente le développement du modèle dynamique et distribué de l'échangeur de chaleur géothermique verticale. Ce modèle est développé pour les modes condenseur ou évaporateur. L'inclusion de la modélisation transitoire du transfert de chaleur

diffusif avec le sol constitue une caractéristique unique de ce modèle par rapport aux modèles définis dans la littérature.

Le banc d'essai étant complexe et possédant un nombre important d'instruments de mesure, le CHAPITRE 5 décrit les différents instruments utilisés ainsi que leur emplacement et le nom de leur variable. Ce chapitre est également consacré à la présentation des évaluations de propriétés effectuées ainsi que des paramètres calculés selon le mode d'opération du système.

Les CHAPITRE 6 à CHAPITRE 11 sont consacrés à la représentation et l'analyse des résultats expérimentaux obtenus. Ces résultats sont présentés pour les modes de fonctionnement en climatisation et en chauffage. Une attention particulière est portée, dans ces chapitres, au comportement des boucles géothermiques.

Finalement, le CHAPITRE 12 présente l'obtention et la comparaison expérimentale des résultats de simulation pour l'échangeur de chaleur réfrigérant-sol en mode condenseur et évaporateur.

CHAPITRE 2

DESCRIPTION DU SYSTÈME

2.1 Description générale du système

La pompe à chaleur à expansion directe décrite dans la présente étude est une unité de la compagnie Maritime Geothermal modèle DXWG-45. Cette unité est une pompe à chaleur d'une capacité nominale de climatisation de 10 kW et utilisant le fluide frigorigène R-22 (chlorodifluorométhane). L'unité possède un échangeur de chaleur réfrigérant-eau à tubes coaxiaux de capacité nominale de 17.6 kW en mode chauffage (Turbotec BTSS-60) du côté interne du bâtiment et un échangeur de chaleur réfrigérant-sol constitué de trois boucles en parallèle insérées dans des puits géothermiques forés dans le sol. Le compresseur de type alternatif à piston (Tecumseh AVA5538EXN) a une puissance nominale de 2.24 kW. Selon le mode de fonctionnement du système, les valves de détente utilisées diffèrent: en mode climatisation, une seule valve de détente (Parker SE5VX100) de capacité nominale de 17.0 kW est utilisée alors qu'en mode chauffage, trois valves de détente (Danfoss TUBE 068U2162) de capacité nominale de 2.6 kW chacune sont utilisées.

Le fonctionnement thermodynamique d'une pompe à chaleur géothermique à expansion directe n'est guère différent de celui d'une pompe à chaleur géothermique à boucle secondaire. La PACG-DX fonctionne selon le cycle de réfrigération simple à compression de vapeur. Ainsi, les quatre composantes majeures du système sont : le compresseur, les éléments détendeurs, l'évaporateur sec (échangeur réfrigérant-eau en mode climatisation et échangeur réfrigérant-sol en mode chauffage) et le condenseur (échangeur réfrigérant-eau en mode chauffage et échangeur réfrigérant-sol en mode climatisation).

La particularité des systèmes à expansion directe réside essentiellement au niveau de l'échangeur réfrigérant-sol. Pour l'unité étudiée, cet échangeur géothermique est constitué de trois boucles en cuivre insérées dans des puits de 30 mètres de profondeur forés avec un angle de 30 degrés par rapport à la verticale. Chaque boucle est constituée d'un tube en cuivre mou de 12.7 mm de diamètre (*appelé la ligne de vapeur*) et d'un tube en cuivre mou de 9.7 mm de diamètre (*appelé la ligne de liquide*). Les deux tubes sont soudés ensemble à l'une de leurs extrémités et forment ainsi un tube en U (Figure 2.1).

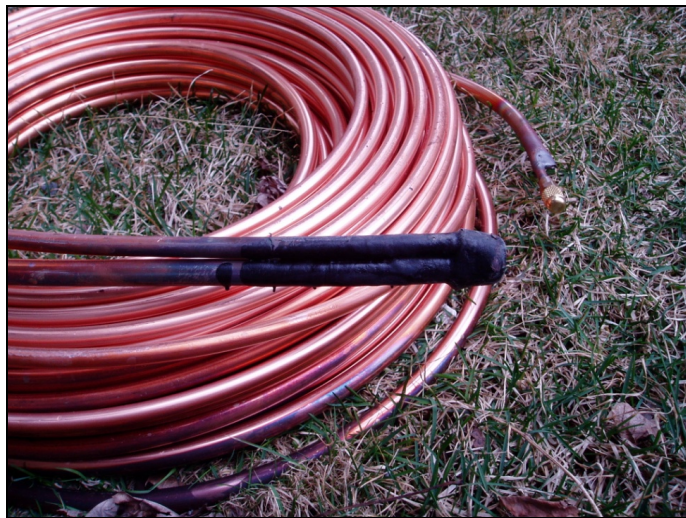


Figure 2.1 Boucle géothermique en cuivre

Les sections suivantes présentent les caractéristiques d'opération de la PACG-DX selon son mode de fonctionnement. En effet, pour le système étudié, les éléments et stratégies de contrôle diffèrent selon le mode de fonctionnement sélectionné. Tel qu'il sera présenté, le nombre de boucles géothermiques utilisées dans les deux modes d'opération est différent. Puisque les dimensions de l'échangeur réfrigérant-eau et de l'échangeur réfrigérant-sol diffèrent grandement, il s'avère difficile de gérer la charge de réfrigérant pour les deux modes d'opération. La masse volumique du réfrigérant étant globalement plus élevée lors du phénomène de condensation à haute pression que du phénomène d'évaporation à basse pression, le fabricant du système a opté pour gérer les dimensions du condenseur (échangeur réfrigérant-sol) en limitant, au maximum à deux,

le nombre de boucles géothermiques activées simultanément durant le fonctionnement du système en mode de climatisation. Cela permet ainsi au système d'opérer avec une charge unique de réfrigérant tout en maintenant des pressions d'opération du cycle frigorifique satisfaisantes pour les deux modes de fonctionnement. De plus, une partie du réfrigérant en excès peut s'accumuler dans l'accumulateur de succion lorsque les conditions d'opération l'imposent. Ce type de gestion de la charge de réfrigérant ou des dimensions des échangeurs de chaleur ne se pose habituellement pas avec une pompe à chaleur géothermique classique à boucle secondaire puisque les dimensions des deux échangeurs de chaleur d'un tel système sont semblables et l'accumulateur de succion permet de gérer le réfrigérant en excès lorsque nécessaire.

Pour le système étudié dans cette thèse, la charge de réfrigérant est de 6.8 kg. Les dimensions des échangeurs de chaleur au niveau de l'écoulement du réfrigérant sont:

- Échangeur réfrigérant-eau:
 - Section annulaire: 0.00039 m^2
 - Longueur de l'échangeur: 7.2 m
 - Volume de l'échangeur : 0.00281 m^3
- Échangeur réfrigérant-sol:
 - Section de la ligne liquide: $6.06 \times 10^{-5} \text{ m}^2$
 - Longueur totale de la ligne liquide: 50 m/boucle
 - Section de la ligne vapeur: $9.62 \times 10^{-5} \text{ m}^2$
 - Longueur totale de la ligne vapeur: 50 m/boucle
 - Volume de l'échangeur : $0.00784 \text{ m}^3/\text{boucle}$

À titre d'indication, les tableaux suivants présentent les répartitions de masse dans le système en fonction du mode d'opération. Les masses volumiques représentent les masses volumiques moyennes le long des échangeurs en fonction de conditions normales d'opération; à savoir une pression de 1975 kPa au condenseur et 500 kPa à l'évaporateur. Tel que présenté dans ces tableaux, lors du fonctionnement en mode

climatisation, la masse effective dans le système (4.51 kg à l'évaporateur et au condenseur) est supérieure à celle lors du fonctionnement en mode chauffage (1.73 kg).

Pour l'opération en mode climatisation, si la troisième boucle était activée, la charge actuelle de 6.8 kg de réfrigérant dans le système ne permettrait pas au système d'opérer avec les pressions prescrites ci-haut. Le système opèrerait avec des pressions plus faibles (notamment au condenseur) ce qui occasionnerait une baisse de température de condensation et possiblement l'apparition de réfrigérant vapeur à l'élément détendeur et des problèmes de stabilité et de performances. L'alternative de l'augmentation de charge de réfrigérant nécessiterait un accumulateur plus volumineux et augmenterait le coût en fluide frigorigène du système. Ainsi le choix du manufacturier sur la gestion des dimensions du condenseur constitue un compromis face aux contraintes mentionnées ci-haut.

Tableau 2.1 Répartition de la masse de réfrigérant en mode climatisation

Masse volumique condenseur (kg/m³)	Volume du condenseur (2 boucles) (m³)	Masse volumique évaporateur (kg/m³)	Volume de l'évaporateur (m³)	Masse dans le condenseur (kg)	Masse dans l'évaporateur (kg)	Masse dans l'accumulateur kg
300	0.01568	40	0.00281	4.70	0.11	1.99

Tableau 2.2 Répartition de la masse de réfrigérant en mode chauffage

Masse volumique condenseur (kg/m³)	Volume du condenseur (m³)	Masse volumique évaporateur (kg/m³)	Volume de l'évaporateur (3 boucles) (m³)	Masse dans le condenseur (kg)	Masse dans l'évaporateur (kg)	Masse dans l'accumulateur kg
300	0.00281	40	0.0235	0.84	0.94	5.02

2.2 Fonctionnement du système en mode climatisation

Lors du fonctionnement de la pompe à chaleur en mode climatisation, schématisée sur la Figure 2.2, l'ordinateur de bord du système contrôle le nombre de boucles géothermiques activées. En fonction des conditions d'opération et des données enregistrées durant l'opération du système (nombres d'heures d'utilisation de chaque boucle), l'ordinateur sélectionne une boucle ou une combinaison de deux boucles géothermiques à activer. Les lignes de récupération des boucles non-activées servent à récupérer leur réfrigérant et permettent au système de fonctionner avec la charge totale de réfrigérant. Le réfrigérant circule vers les boucles géothermiques par les valves à trois voies activées. Le réfrigérant est condensé dans les boucles géothermiques et est détendu dans la valve de détente thermostatique de climatisation. Les valves anti-retour, situées en aval des valves de détente dédiées au mode chauffage, empêchent le réfrigérant d'y circuler. De plus, la valve de chauffage est fermée durant le mode de climatisation et empêche le réfrigérant de circuler dans le collecteur de réfrigérant liquide utilisé en mode chauffage.

Durant le fonctionnement normal du système, les boucles activées alternent selon la séquence suivante : boucle #1, boucle #2, boucle #3, boucles #1 et #2, boucles #2 et #3, boucles #1 et #3. L'ordinateur de bord du système change les boucles activées lorsque la haute pression du cycle frigorifique atteint 2150 kPa.

Ainsi, durant le fonctionnement du système en climatisation, le condenseur est un échangeur réfrigérant-sol pouvant être constitué d'une seule boucle ou de deux boucles en parallèle.

Figure 2.2 Fonctionnement du système en mode climatisation

2.3 Fonctionnement du système en mode chauffage

Lors du fonctionnement de la pompe à chaleur en mode chauffage, schématisée sur la Figure 2.3, les trois boucles constituant l'échangeur géothermique sont activées et le débit de réfrigérant est régularisé dans chaque boucle par une valve de détente thermostatique. Les valves anti-retour, situées en aval de la valve de détente dédiée au mode climatisation, empêchent le réfrigérant de circuler par cet organe. À la sortie du condenseur (échangeur eau-réfrigérant), le réfrigérant est ainsi détendu à travers les trois valves de détente thermostatiques branchées en parallèle. Le réfrigérant à basse pression s'évapore ensuite dans les boucles géothermiques et circule par les valves à trois voies (non-activées) jusqu'à l'accumulateur.

Ainsi, durant le fonctionnement du système en chauffage, l'évaporateur est un échangeur réfrigérant-sol constitué de trois boucles en parallèle lesquelles sont indépendamment régulées par une valve de détente dédiée à chaque boucle.

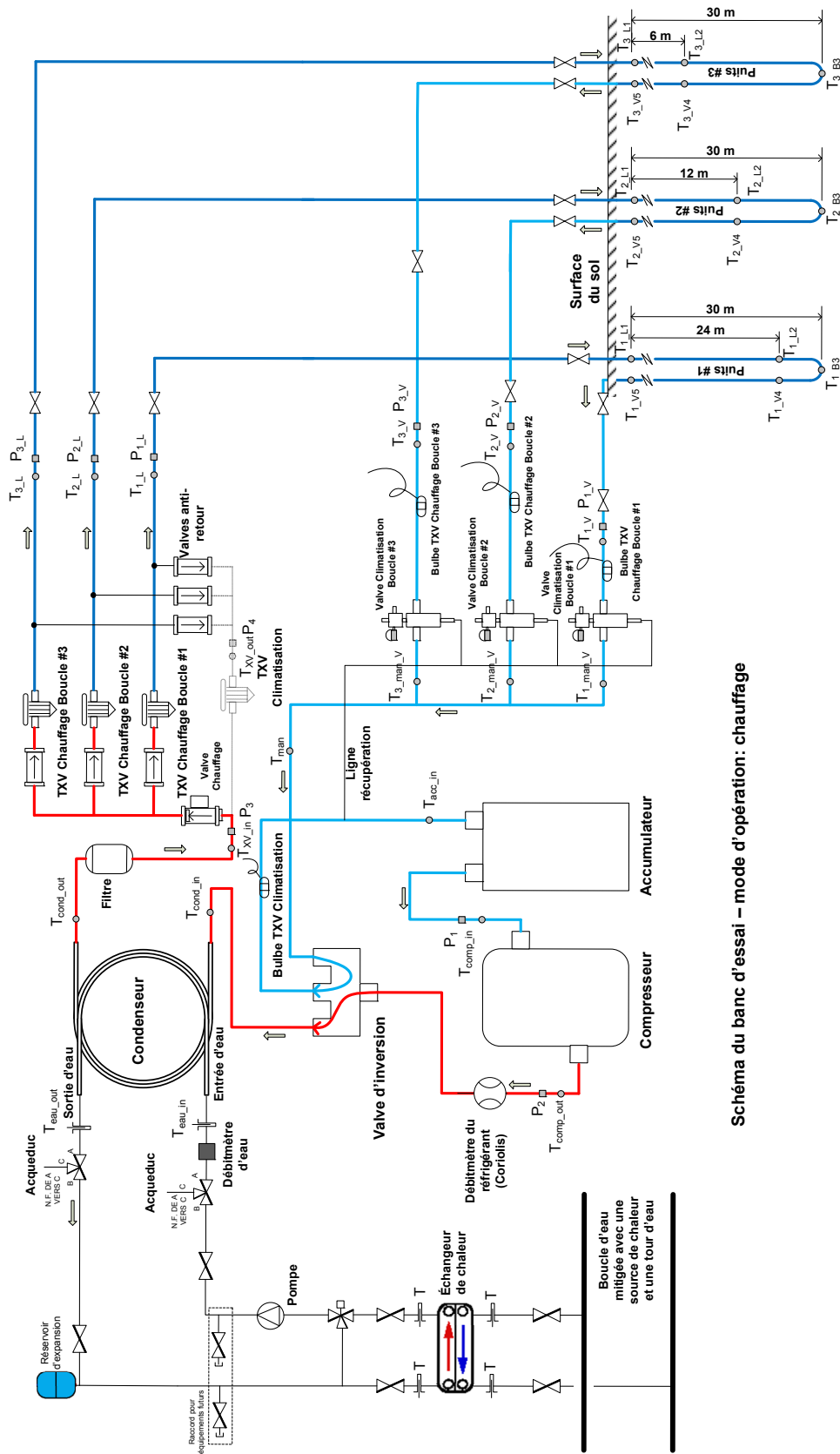


Schéma du banc d'essai – mode d'opération : chauffage

Figure 2.3 Fonctionnement du système en mode chauffage

CHAPITRE 3

REVUE DE LA LITTÉRATURE

La revue de littérature regroupe l'état des connaissances concernant les performances expérimentales et la modélisation des pompes à chaleur géothermiques à expansion directe, en particulier celles utilisant des boucles géothermiques verticales.

Dans un premier temps sont présentés les résultats expérimentaux au niveau des caractéristiques de fonctionnement et des performances de systèmes à expansion directe ainsi que les lignes directrices de conception de ces systèmes. Par la suite, les méthodes de simulation du cycle frigorifique sont décrites en privilégiant les modèles pour les échangeurs de chaleur. Finalement, les caractéristiques d'opération ainsi que les modèles de simulation d'échangeurs de chaleur avec écoulement de réfrigérant en parallèle sont présentées.

3.1 Pompes à chaleur à expansion directe

Les pompes à chaleur géothermique à expansion directe avec puits verticaux sont des systèmes offerts sur le marché par différents manufacturiers depuis plus d'une vingtaine d'années. Bien que ces systèmes soient étudiés depuis les années 1950, peu de données portant sur leur comportement et leurs performances sont disponibles dans la littérature scientifique. De plus, confronté à ce manque de documentations et recherches scientifiques, il existe peu de lignes directrices éprouvées pour la conception et l'opération de ces systèmes. Par ailleurs, il n'existe pas d'outil de dimensionnement du champ de capteurs géothermiques tels que l'on retrouve pour les systèmes géothermiques à boucles secondaires et qui ont grandement contribué à l'essor de cette technologie.

Les travaux pionniers ont été initiés dans les années 1950 et portaient essentiellement sur l'évaluation des performances expérimentales de pompes à chaleur géothermiques à

expansion directe utilisant des échangeurs de chaleur géothermiques horizontaux (Coogan, 1949; Freund, 1959; Guernsey, 1949; Ingersoll, 1948; Smith, 1956).

Coogan (1949) évalue expérimentalement les taux d'extraction de chaleur du sol pour un tube en cuivre enfoui horizontalement dans lequel circule du réfrigérant R-12 diphasique en évaporation. Les taux d'extraction de chaleur mesurés varient de 26 à 52 $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}$ en fonction de l'arrangement de la tuyauterie et des conditions d'opération. Les résultats expérimentaux de Coogan démontrent la variation temporelle graduelle de la température du sol à proximité des échangeurs de chaleur ainsi que la diminution graduelle résultante des taux d'extraction de chaleur. Coogan énumère les principaux facteurs influençant le taux d'extraction de chaleur du sol par un tube dans lequel circule du réfrigérant : propriétés physiques du sol, temps d'opération du phénomène d'extraction de chaleur, température du sol, température du réfrigérant, diamètre et longueur du tube, profondeur d'enfouissement du tube et distance séparant deux tubes dans la même tranchée. Coogan conclut que des tubes de petit diamètre (entre 12.7 mm et 19 mm) sont préférables et suggère de distancer les tubes concourants dans une même tranchée d'environ 0.9 m pour limiter l'interférence thermique.

Smith (1951) présente plusieurs tests expérimentaux permettant de définir les facteurs influençant les dimensions du champ de capteurs géothermiques horizontaux afin de répondre aux besoins d'extraction de chaleur du sol : caractéristiques physiques du sol, taux de transfert de chaleur d'un échangeur géothermique en fonction des conditions d'opération et quantité annuelle de chaleur extraite ou rejetée dans le sol. Cet auteur note que des champs de capteurs mal dimensionnés ont largement contribué au mauvais fonctionnement de plusieurs pompes à chaleur géothermiques à expansion directe en plus de réduire significativement l'intérêt pour ce type de technologie. Smith conclut que les champs de capteurs horizontaux nécessitent une surface de terrain considérable et propose ainsi d'envisager des puits verticaux tout en notant les possibilités de dégradation locale de la température du sol si les quantités de chaleur extraites et rejetées ne sont pas équilibrées annuellement.

Freund et Whitlow (1949) ont mené une étude exhaustive sur plusieurs systèmes afin de définir les méthodes d'installation ainsi que les caractéristiques d'opération permettant aux systèmes géothermiques, à boucle secondaire et à expansion directe, d'être envisagés comme une technologie viable. Les auteurs citent les principaux avantages de la technologie à expansion directe par rapport à celle utilisant un fluide secondaire : élimination de la pompe de circulation pour le fluide secondaire, élimination d'un échangeur de chaleur entre le circuit primaire et le circuit secondaire ainsi qu'une possible augmentation des performances thermodynamiques diminuant alors les frais de fonctionnement. Certains problèmes liés aux systèmes à expansion directe ont été soulevés dans l'article : problème de retour d'huile au compresseur, possibilités de fuites au niveau de la tuyauterie enfouie dans le sol et problème de distribution du réfrigérant dans les puits géothermiques. Selon les auteurs, les fuites au niveau de la tuyauterie ne sont pas problématiques si l'installation est faite selon les règles de l'art. Pour assurer un retour d'huile adéquat au compresseur, la vitesse d'écoulement du réfrigérant dans l'échangeur géothermique doit être suffisante pour entraîner l'huile dans l'écoulement de réfrigérant, mais pas trop élevée pour ne pas causer de pertes de pression excessives. Les auteurs notent que des taux d'extraction de chaleur de l'ordre de 31 à 42 W/m sont réalisables et permettent un fonctionnement adéquat des systèmes. Pour pallier au problème de distribution de réfrigérant dans les puits, les auteurs ont utilisé des plaques orifices dans la ligne de retour des boucles géothermiques afin de forcer la circulation du réfrigérant liquide et de l'huile restant dans certaines boucles.

Dans les années 1980, de nouvelles technologies ont permis de résoudre les problèmes de corrosion et de démarrage en mode refroidissement des systèmes à expansion directe (Goulburn, 1978; 1983; Ratliff, 1986). Les problèmes de corrosion sont pratiquement inexistantes pour la majorité des sols à moins que ces derniers contiennent des composés chimiques fortement oxydants. Dans de telles situations, il est néanmoins possible de recouvrir les tuyaux de cuivre d'un enduit protecteur ou encore d'utiliser une anode cathodique. Pour recourir aux problèmes de démarrage des systèmes, il a été démontré que l'utilisation de puits géothermiques peu profonds ou l'utilisation d'un accumulateur de

réfrigérant ainsi qu'une charge de réfrigérant suffisamment élevée dans le cycle frigorifique sont des solutions satisfaisantes.

Bien que la technologie semble être adéquatement développée pour ce type de système, peu de recherches et d'études expérimentales ont été réalisées depuis. Ce faible intérêt pour les systèmes à expansion directe semble être attribuable à deux principaux facteurs : les échecs technologiques encourus auparavant par ce type de système semblent l'avoir rendu impopulaire et l'intérêt sans cesse grandissant pour les systèmes géothermiques avec boucle secondaire laisse peu de place aux systèmes à expansion directe dans le domaine de la recherche. En Autriche toutefois, plus de 50% des systèmes de pompe à chaleur installés entre 1998 et 2004 sont des systèmes à expansion directe avec champs de capteurs horizontaux (Halozan, 2005; 1993). Les auteurs citent l'obtention de coefficients de performance saisonniers en mode chauffage de 4 à 5 avec un potentiel d'obtenir jusqu'à 6.

Seulement quelques travaux de recherche expérimentale portent sur l'évaluation de la faisabilité et des performances des systèmes géothermiques à expansion directe avec puits verticaux : (Goulburn, 1983; Mei, 1990; Wang, 2009). Les résultats de Goulburn et Fearson portent sur un système à expansion directe utilisant un champ de 16 capteurs en U verticaux de 10 mètres de profondeur agissant comme évaporateur. Leur système, utilisant le réfrigérant R12, est mis en fonction pour 2617 heures continues. Sur cet intervalle de temps, le COP du système varie de 2.5 à 3.4 et le taux de rejet de chaleur dans le bâtiment demeure relativement constant entre 7.5 et 8.5 kW. Les auteurs ne présentent aucun problème de fonctionnement du système sur l'intervalle de temps testé.

Mei et Baxter (1990) ont procédé à l'évaluation expérimentale des performances des puits géothermiques à expansion directe. Les auteurs ont simulé des puits géothermiques de faibles profondeurs en laboratoire en insérant des boucles en cuivre à expansion directe dans des tubes verticaux de 4,6 m de hauteur. Ils ont fait écouler de l'eau dans les tubes et le contrôle du débit d'eau leur a permis de simuler différentes conditions pouvant se retrouver dans le sol. Les résultats obtenus démontrent que les puits géothermiques à expansion directe sont

pratiquement deux fois plus performants que les puits géothermiques conventionnels. Selon les résultats des auteurs, les taux d'extraction et de rejet de chaleur au niveau des boucles géothermiques varient de 105 à 207 W/m en fonction du mode de fonctionnement et des conditions d'opération. Les auteurs comparent leurs résultats avec ceux donnés par Bose (1980) (Bose, 1980) lequel cite des taux de transfert de chaleur pour les boucles géothermiques avec fluide secondaire de l'ordre de 43 à 58 W/m. Ainsi, pour les mêmes besoins énergétiques, la profondeur requise des puits géothermiques à expansion directe est environ deux fois moindre que pour des puits géothermiques conventionnels avec fluide caloporteur secondaire. Cette réduction des dimensions des puits permet d'envisager une réduction des coûts de forage par rapport à un système conventionnel. Les coefficients de performance du système utilisé par les auteurs varient d'environ 1.75 à 3.5 en fonction du mode de fonctionnement et des conditions d'opération. De plus, les recherches effectuées n'ont démontré aucun problème de retour d'huile ou de démarrage à froid du système. Les auteurs notent toutefois avoir observé des conditions d'instabilité de la valve de détente thermostatique causés par une valve surdimensionnée.

Une étude expérimentale récente (Wang, 2009) s'avère tout particulièrement intéressante aux fins du présent projet. Cette étude porte sur l'évaluation expérimentale en mode chauffage d'une pompe à chaleur géothermique à expansion directe avec des puits verticaux de 30 mètres de profondeur. Le système cité dans cette étude est similaire au système analysé dans la présente thèse. À l'instar du système analysé dans cette thèse, le système de Wang possède trois puits géothermiques verticaux en parallèle lors du fonctionnement en mode chauffage. La différence principale réside dans le fait que le système de Wang utilise une seule valve de détente thermostatique commune aux trois puits alors que le système étudié pour la présente thèse utilise une valve de détente thermostatique unique à chaque puits. Les Figure 3.1 et 3.2 illustrent la différence entre les deux systèmes au niveau des puits géothermiques.

L'étude de Wang démontre que la pompe à chaleur utilisée en mode chauffage permet d'obtenir des coefficients de performance de l'ordre de 3.28 à 3.55 lorsque les températures d'évaporation et de condensation du réfrigérant (R-134a) sont respectivement de 3.14 °C et

53.4 °C. Le taux d'extraction de chaleur dans les puits géothermiques est évalué à 51.5 W/m. Du point de vue du comportement du système, les auteurs notent de potentiels problèmes au niveau de la mauvaise distribution du réfrigérant dans les puits en parallèle de même que des problèmes d'instabilité de la valve de détente thermostatique. Les auteurs soulignent qu'afin d'améliorer les performances et la fiabilité d'opération de tels systèmes, les problèmes de distribution du réfrigérant dans les puits en parallèle et d'instabilité de la valve thermostatique doivent être résolus. Les auteurs notent également que les pertes de charge au niveau de l'évaporateur sont importantes et que la quantité de réfrigérant requise par le système est plus importante que pour un système à boucle secondaire.

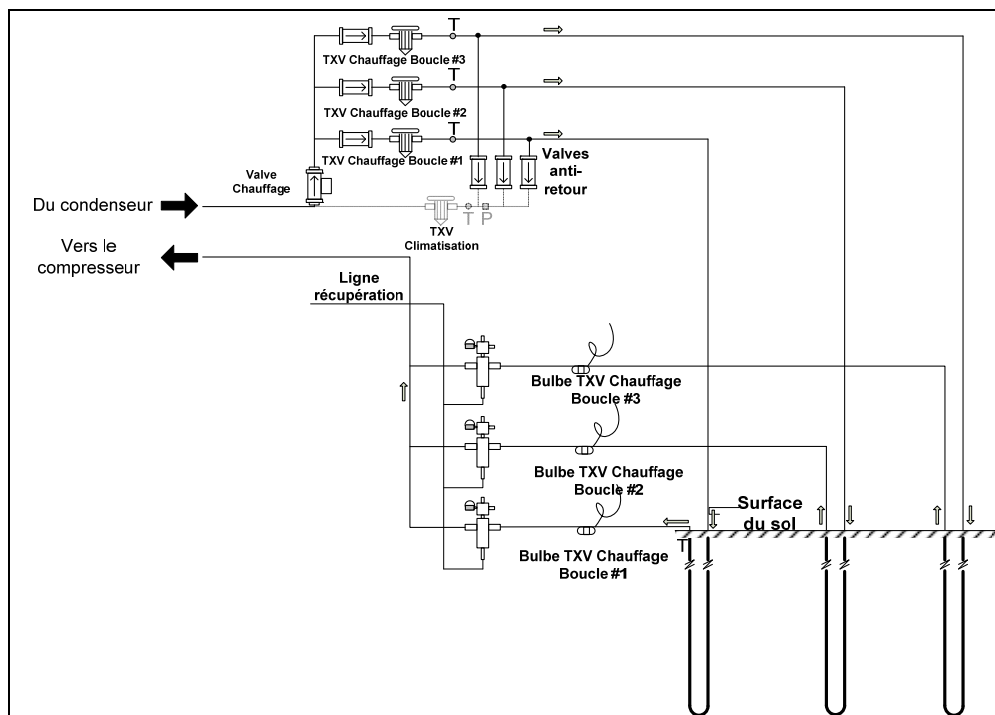


Figure 3.1 Système de la présente thèse

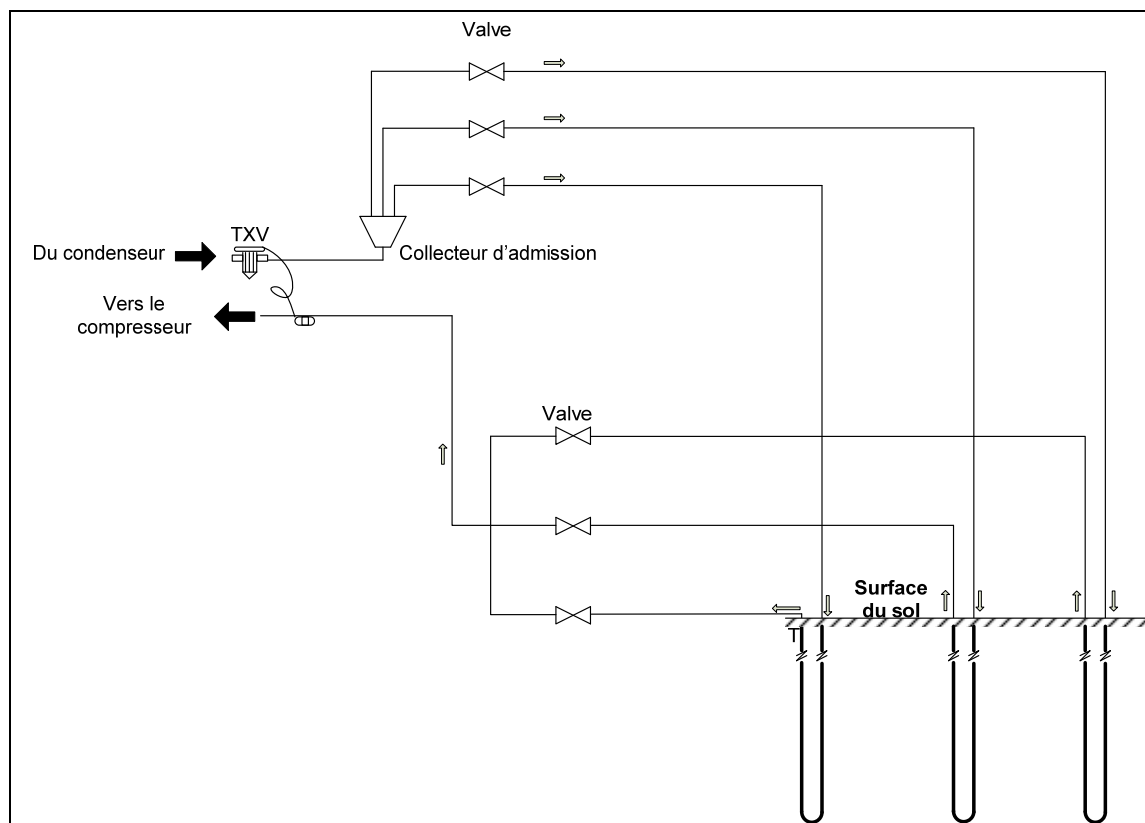


Figure 3.2 Système présenté par Wang et al.

Peu d'études portent sur la modélisation de systèmes de pompe à chaleur géothermique à expansion directe. L'étude la plus détaillée est celle de Safemazandarani (Safemazandarani, 1988; 1990) qui décrit la modélisation d'un échangeur géothermique de type concentrateur à expansion directe. L'échangeur est composé de tubes en cuivre immergés horizontalement dans un bassin d'eau semi-circulaire enfoui dans le sol. L'auteur modélise le transfert de chaleur entre l'échangeur et le bassin à l'aide de la forme transitoire de l'équation bidimensionnelle de conduction de chaleur en modélisant le bassin d'eau par une forme rectangulaire. L'équation gouvernante est résolue numériquement par différence finie explicite. Une particularité de cette étude est la modélisation de la formation possible de glace sur la tuyauterie à l'intérieur du bassin d'eau. L'échangeur de chaleur, composé de tuyaux de cuivre horizontaux, est modélisé selon la méthode NTU-Epsilon. Ainsi, aucune dynamique du réfrigérant n'est prise en considération.

3.2 Modélisation dynamique de systèmes fonctionnant selon le cycle de réfrigération à compression de vapeur

Les performances des machines fonctionnant selon le cycle de réfrigération à compression de vapeur n'ont cessé de croître dans les dernières années. Face à l'intérêt indéniable envers ces systèmes, la prolifération des projets de recherche et développement visant l'amélioration des performances de ce type de système s'est avérée incontournable. En fait, l'amélioration des performances de ces systèmes permet de réduire considérablement la consommation énergétique globale puisque les machines frigorifiques sont de plus en plus utilisées mondialement. La méthode conventionnelle utilisée pour la conception de machines frigorifiques consiste à construire des prototypes de machine selon des paramètres définis (performances désirées, conditions d'opération, performances des composantes, etc.) et mesurer les performances réelles obtenues par des essais expérimentaux (Ding, 2007). Ce processus, basé sur une série de tests expérimentaux par essai-erreur, est généralement long et coûteux car les performances mesurées ne sont pas nécessairement les performances initialement envisagées. La conception de machines frigorifiques par l'utilisation de modèles de simulation a été utilisée et les avantages de cette méthode par rapport à la méthode conventionnelle de conception ont été démontrés (Ding, 2007). L'ajustement des paramètres de configuration d'un système peut être plus facilement et rapidement réalisé en utilisant un modèle de simulation plutôt qu'en construisant des prototypes afin de rencontrer les performances escomptées. De plus, des algorithmes d'optimisation peuvent être implantés dans le processus de simulation afin de générer des solutions optimales de conception. Bien que les modèles de simulation s'avèrent intéressants, ces derniers se doivent d'être rapides, précis et stables. L'obtention de tels modèles n'est pas une tâche aisée puisque les qualificatifs énumérés précédemment sont habituellement en conflit et afin d'obtenir de bons outils de simulation, la réalisation de projets de recherches exhaustifs et rigoureux est une nécessité.

La modélisation du cycle d'opération des systèmes frigorifiques peut se diviser en deux catégories : modélisation en régime permanent et modélisation en régime transitoire. La modélisation en régime permanent s'avère être plus simple à réaliser tant de façon analytique que numérique. Toutefois, la modélisation en régime transitoire permet d'avoir une meilleure

appréciation de l'influence de la variation temporelle des paramètres d'entrées d'un modèle sur l'évaluation de son comportement. Ainsi, en fonction du système et du comportement à modéliser, la modélisation en régime transitoire peut s'avérer être l'unique approche à adopter afin de bien représenter le phénomène physique voulu.

Dans l'étude des systèmes fonctionnant selon le cycle de réfrigération à compression de vapeur, les variations des paramètres d'entrées surviennent généralement lors des arrêts et départs du système ainsi que lors du changement des conditions externes du système tel la température ambiante ou le signal de contrôle. Pour le système étudié dans cette thèse, aux paramètres mentionnés précédemment s'ajoutent les variables suivantes: la variation graduelle de la température du sol au voisinage des puits géothermiques, l'interférence thermique entre les tubes parallèles d'une boucle géothermique et la variation de la distribution du réfrigérant dans les boucles en parallèle. Bien que la modélisation en régime transitoire soit plus complexe et demande plus de ressources informatiques que la modélisation en régime permanent, elle permet néanmoins d'avoir une meilleure appréciation du comportement de système soumis à des variations de leurs paramètres d'entrées.

Deux approches sont généralement utilisées pour modéliser le comportement transitoire des composantes d'un système. Une approche courante est la modélisation du comportement à l'aide des données du fabricant ou de résultats expérimentaux. Cette approche, parfois appelée modélisation de type "boîte noire", permet d'obtenir une représentation mathématique simple du comportement des composantes, mais limite toutefois l'utilisation des résultats à des composantes de même configuration dimensionnelle ainsi qu'à l'intérieur d'une plage d'opération déterminée. La seconde approche consiste à modéliser les composantes à l'aide des principes physiques fondamentaux. Cette approche permet de modéliser les composantes selon les configurations dimensionnelles et les conditions d'opération désirées. Elle permet également de faire des analyses théoriques paramétriques selon les conditions voulues.

Bendapudi et al. (Bendapudi, 2002) ont fait une revue de littérature détaillée portant sur les modèles dynamiques d'équipements frigorifiques fonctionnant selon un cycle de réfrigération à compression de vapeur. Leur rapport comporte une revue des modèles dynamiques portant sur des systèmes complets ainsi que sur des composantes des systèmes (évaporateur, condenseur, compresseur et valve de détente). Selon leur revue de littérature, ces auteurs constatent que seuls les compresseurs sont parfois modélisés à l'aide des données du manufacturier, la dynamique de cette composante se réalisant sur une échelle de temps de loin inférieure aux autres composantes. Les échangeurs de chaleur et les valves de détente sont quant à eux modélisés à l'aide des principes physiques. Les auteurs notent également que les échangeurs de chaleur sont les composantes les plus complexes et importantes à modéliser dans un système frigorifique à compression de vapeur.

Plusieurs modèles dynamiques de simulation d'évaporateurs et/ou condenseurs ont été développés depuis les années 1980 (Chi, 1982; Garcia-Valladares, 2004; Hermes, 2008; MacArthur, 1984; 1989; Mithraratne, 2000; Nyers, 1994; Wang, 2006). Les premiers modèles utilisaient principalement une approche à paramètres localisés pour laquelle l'échangeur de chaleur est divisé en régions distinctes en fonction de la phase thermodynamique du réfrigérant (liquide, liquide-vapeur, vapeur). Pour chacune des régions développées, les paramètres et propriétés thermodynamiques sont représentés par une seule valeur moyenne. Les modèles à paramètres localisés se sont avérés fort attrayants puisque leur niveau de complexité est relativement bas, les ressources informatiques accessibles et les temps de calcul rapides. Leurs utilisations et niveaux de précision sont toutefois limités; notamment pour la représentation de phénomènes d'écoulements diphasiques transitoires complexes. Des modèles à paramètres distribués ont également été développés par plusieurs chercheurs et le sont encore dans les recherches actuelles. Les modèles à paramètres distribués traitent la distribution spatiale des paramètres considérés dans chaque région des échangeurs de chaleur. Ces modèles à paramètres distribués sont indéniablement plus complexes et nécessitent plus de ressources informatiques et de temps de calcul que les modèles à paramètres localisés. Toutefois, avec l'accroissement constant des performances des ressources informatiques et la nécessité de développer des modèles de simulation de plus

en plus fiables et précis, les modèles de simulation à paramètres distribués sont désormais généralement privilégiés dans les projets de recherche.

La section suivante porte sur l'état des connaissances concernant les modèles de simulation à paramètres distribués pour les échangeurs de chaleur avec fluide diphasique.

3.2.1 Modélisation détaillée des échangeurs de chaleur (condenseur et évaporateur) par approche à paramètres distribués.

Dans la littérature scientifique, la majorité des modèles dynamiques d'échangeurs de chaleur a été développée pour des écoulements à contre-courant, à courants croisés ou pour des échangeurs à plaques. Sans égard à la nature du fluide caloporteur secondaire ou à la configuration des écoulements dans l'échangeur de chaleur, les modèles développés résolvent essentiellement un problème convectif comme condition aux frontières externes de la paroi contenant du réfrigérant. Selon les recherches effectuées, aucun des modèles développés ne s'appliquent directement à la solution d'un phénomène purement diffusif comme condition aux frontières externes de la paroi contenant du réfrigérant. De plus, la plupart des modèles développés et présentés dans la littérature scientifique négligent la distribution spatiale de la pression du réfrigérant et de ce fait, ne résolvent pas l'équation gouvernante de quantité de mouvement du réfrigérant. Cette simplification permet de faciliter la solution du problème et est généralement considérée comme acceptable pour les types d'échangeurs décrits précédemment.

MacArthur (1984) développe l'un des premiers modèles d'échangeurs de chaleur contenant du réfrigérant en changement de phase en utilisant une approche à paramètres distribués. Les équations gouvernantes sont discrétisées selon un schéma complètement implicite et en utilisant la formulation par volumes de contrôle. L'une des simplifications de ce modèle consiste à découpler la réponse thermique de la réponse en pression en posant une vitesse uniforme du réfrigérant le long de l'échangeur. MacArthur et Grald (1987) ont amélioré le modèle initial en couplant les équations gouvernantes de continuité et d'énergie afin de corriger l'imprécision initialement obtenue sur la distribution de la masse du réfrigérant. Dans

ce modèle, la variation spatiale de pression est négligée et de ce fait, l'équation de quantité de mouvement n'est pas résolue. L'écoulement de réfrigérant étant considéré homogène, un modèle de taux de vide permet de considérer la variation de vitesse de déplacement entre la phase liquide et la phase vapeur pour un écoulement diphasique. Dans leur étude, MacArthur et Grald simulent le comportement dynamique d'un système de pompe à chaleur. Les résultats de simulation sont comparés et validés à l'aide de résultats expérimentaux.

Nyers et Stoyan (1994) présentent un modèle dynamique à paramètres distribués d'un évaporateur utilisé pour étudier la régulation d'une pompe à chaleur. Le comportement du réfrigérant est obtenu en considérant les équations gouvernantes de masse, de quantité de mouvement et d'énergie. La discrétisation des équations gouvernantes est obtenue selon un schéma implicite en utilisant la méthode des différences finies. La solution du système d'équations algébriques ainsi obtenu est réalisée par technique d'itération de Newton en résolvant le système linéaire par méthode de Gauss. Le modèle de Nyers et Stoyan n'est pas validé expérimentalement, mais les résultats du comportement dynamique de l'évaporateur à la suite des variations de conditions d'opération sont simulés.

Jia et al. (Jia, 1995; 1996; 1999) présentent un modèle dynamique à paramètres distribués pour un évaporateur. Ce modèle résout les équations gouvernantes de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie afin de modéliser le comportement du fluide frigorigène. Les auteurs utilisent un algorithme de solution à deux niveaux afin de diminuer le nombre d'équations à résoudre simultanément. Dans un premier temps, les équations gouvernantes du réfrigérant et de la paroi sont résolues par la méthode de Newton-Raphson et ensuite les équations du fluide secondaire sont résolues. Dans les trois articles, les auteurs comparent le modèle mathématique avec des résultats de tests expérimentaux.

Judge et Radermacher (Judge, 1997) décrivent un modèle dynamique d'échangeur de chaleur à paramètres distribués permettant de simuler les évaporateurs et condenseurs à air utilisant tant des réfrigérants purs que des mélanges de réfrigérants. Le comportement des réfrigérants est modélisé en considérant les équations gouvernantes de continuité, de quantité de

mouvement et d'énergie. Les équations différentielles sont discrétisées en utilisant un schéma implicite de deuxième ordre. Le système d'équations algébriques non linéaires ainsi obtenu est résolu par la méthode de Newton-Raphson. Une analyse comparative entre les résultats de simulation et les résultats expérimentaux a permis d'évaluer plusieurs corrélations différentes pour l'évaluation du coefficient de transfert de chaleur en écoulement diphasique.

Garcia-Valladares et al. (2004) (Garcia-Valladares, 2004) développent un modèle numérique dynamique à paramètres distribués pour les condenseurs et évaporateurs à tubes concentriques. Les équations gouvernantes de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie servent à modéliser le comportement du fluide frigorigène. Les auteurs utilisent un algorithme de résolution à plusieurs niveaux entre l'écoulement du réfrigérant, la paroi des tubes et l'écoulement du fluide secondaire. Les écoulements de fluides sont discrétisés en utilisant un schéma implicite. La solution des équations est obtenue en résolvant la forme algébrique des équations gouvernantes discrétisées de façon itérative en débutant à l'entrée de l'échangeur et en progressant nœud par nœud le long de l'échangeur. Les résultats de simulation sont comparés à des résultats de tests expérimentaux présentés dans d'autres études.

Ndiaye (Ndiaye, 2007) présente la modélisation détaillée en régime transitoire d'un échangeur réfrigérant-eau et d'un échangeur réfrigérant-air. La modélisation du fluide frigorigène repose sur les équations gouvernantes de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie. La discrétisation des équations est obtenue par la méthode des volumes de contrôle selon la méthode de Patankar (Patankar, 1980) et la solution du système d'équations est réalisée par l'algorithme de Thomas (TDMA). L'auteur présente la modélisation dynamique complète d'une pompe à chaleur et compare ses résultats de simulation avec des résultats de tests expérimentaux. L'étude réalisée par Ndiaye s'intéresse particulièrement aux effets que peut représenter le cyclage des pompes à chaleur sur leurs performances.

Hermes et al. (Hermes, 2008) présentent la modélisation numérique à paramètres distribués d'un évaporateur à plaques et serpentins. Ce modèle résout les équations gouvernantes de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie afin de modéliser le comportement du fluide frigorigène. Les équations gouvernantes sont discrétisées en utilisant une approche par volumes de contrôles et la solution des équations algébriques résultantes est réalisée par itérations successives. Les auteurs valident leur modélisation avec des résultats expérimentaux en régime permanent.

3.3 Distribution du réfrigérant lors d'écoulements en parallèle

Tel que noté dans la revue de littérature portant sur les PACG-DX, la distribution de la masse de réfrigérant dans les boucles géothermiques en parallèle peut être non-uniforme et contribuer à diminuer les performances thermodynamiques des systèmes. Ce problème de non-uniformité de distribution est particulièrement important pour le système étudié dans cette thèse puisque lorsque le mode chauffage est activé, l'évaporateur est constitué de trois boucles géothermiques en parallèle et lorsque le mode climatisation est activé, le condenseur est constitué de deux boucles géothermiques en parallèle. Lorsque des écoulements se produisent dans des tubes en parallèle ayant des collecteurs d'entrée et de sortie communs, la chute de pression est la même pour chaque tube. Le débit de réfrigérant dans chaque tube peut toutefois être différent et cela est particulièrement valable lorsque l'écoulement est diphasique.

Natan et al. (Natan, 2003) présentent la simulation de la distribution de l'écoulement diphasique de vapeur d'eau dans des tubes en parallèle pour une application de production de vapeur par chauffage solaire. Bien que leur étude ne s'adresse pas directement au domaine de la réfrigération, le problème fondamental étudié est semblable à la distribution de réfrigérant dans des conduits en parallèle et leurs conclusions sont intéressantes. Les auteurs simulent la distribution de la masse d'eau dans deux conduits inclinés en parallèle en considérant des variations d'inclinaison et de taux de transfert de chaleur. Selon les résultats obtenus, plusieurs solutions sont possibles pour la distribution de la masse d'eau dans les conduits et

les auteurs soulignent qu'en régime permanent la solution la plus probable est celle pour laquelle les pertes de charge totales sont moindres. De plus, en conclusion, les auteurs notent que pour des conditions asymétriques de taux de transfert de chaleur sur chacun des tubes, la masse d'eau liquide est majoritairement distribuée dans le tube ayant le plus faible taux de transfert de chaleur. Cette situation est non-favorable pour un dispositif de transfert de chaleur comme leur système ou encore pour un échangeur de chaleur tel qu'étudié dans cette thèse. Minzer et al. (Minzer, 2004; 2006) présentent d'une part la validation expérimentale du modèle de simulation développé par Natan et al. et par la suite proposent un modèle de simulation simplifiée avec solutions en régime permanent de même qu'en régime transitoire.

Brix et al. (Brix, 2009) présentent une modélisation de la distribution du fluide frigorigène d'un évaporateur réfrigérant-air dans des microcanaux en régime permanent. Les auteurs modélisent l'écoulement du réfrigérant en considérant les équations gouvernantes de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie en régime permanent. La discrétisation des équations gouvernantes est réalisée par volumes de contrôle et la solution du système d'équations algébriques en résultant est effectuée par la méthode de Newton-Raphson. Les résultats de simulation sont présentés pour des canaux en parallèle selon deux situations différentes: (i) titre en vapeur non uniforme à l'entrée des deux canaux, (ii) écoulement d'air non uniforme sur la paroi externe des deux canaux. Les auteurs démontrent que la non-uniformité des écoulements se solde par une non-uniformité de la surchauffe de chacun des canaux et contribue à diminuer la capacité de l'évaporateur. Cette diminution de capacité peut représenter une pénalité d'environ 20% par rapport à un cas de référence pour lequel la distribution est uniforme.

Kim et al. (Kim, 2009) présentent une méthode hybride pour équilibrer l'écoulement du réfrigérant dans les évaporateurs avec circuits en parallèle. Les auteurs modélisent un système complet en régime permanent: compresseur, condenseur, valve de détente, collecteur d'entrée et évaporateur. Plusieurs simulations sont réalisées en considérant des configurations différentes sur les valves d'équilibrage. Les auteurs concluent que l'équilibrage du réfrigérant par le positionnement des valves en amont permet d'obtenir de meilleures capacités de

réfrigération ainsi qu'un COP global du système supérieur en comparaison avec des écoulements non uniformes.

Kaern et Elmegaard (Kaern, 2009) font l'analyse par simulation de la distribution non uniforme du réfrigérant dans des tubes en parallèle sur les capacités de réfrigération d'un évaporateur réfrigérant-air à tubes et ailettes. L'évaporateur est modélisé selon une approche à paramètres distribués en considérant les équations gouvernantes de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie pour le réfrigérant. Les auteurs imposent soit des écoulements d'air non uniformes sur la paroi des tubes ou des conditions de titre en vapeur différent à l'entrée des tubes. Les non-uniformités peuvent contribuer à diminuer de 11% à 80% les capacités de l'évaporateur par rapport au cas avec écoulements uniformes.

De façon générale, on note que les phénomènes de distribution non uniforme peuvent résulter des sources suivantes, sans s'y limiter:

- Différences de pertes de charge dans les branches en parallèle.
- Différences de taux de transfert de chaleur du côté externe aux branches en parallèles.
- Différences d'orientation des branches en parallèle.
- Distribution non uniforme au niveau du collecteur d'admission.

Certains des phénomènes énumérés ci-haut peuvent être interreliés. En effet, les pertes de charge dans les branches en parallèle sont fonction de la longueur de chacune des branches, des pertes de charge singulières, du taux de transfert de chaleur du côté externe de chacune des boucles, des effets gravitationnels et du débit de réfrigérant y circulant.

Du côté du collecteur d'admission, la différence des distances de parcours pour chaque branche, les phénomènes de séparation de phase, les effets de turbulence et les effets gravitationnels peuvent contribuer à une distribution non uniforme de réfrigérant dans chacune des branches.

3.4 Résumé

Nous avons réalisé une revue de littérature portant sur l'état des connaissances en ce qui concerne les pompes à chaleur géothermique à expansion directe. Dans un premier temps, nous avons relevé l'état des connaissances concernant le fonctionnement, les particularités d'opération ainsi que les performances et résultats expérimentaux de tels systèmes. Cette première partie visait à bien établir les études et démarches scientifiques menées en lien avec les systèmes géothermiques à expansion directe. Tel que noté dans notre étude, peu de publications et de résultats scientifiques sont disponibles à l'égard de cette technologie et la présente thèse vise donc à contribuer à l'avancement des connaissances dans ce domaine.

La deuxième partie de ce chapitre présente l'état de l'art actuel concernant la modélisation transitoire de systèmes frigorifiques en particulier au niveau des échangeurs de chaleur. Lors de la réalisation de modèles en régime transitoire, les organes ayant une influence prépondérante sur le comportement global d'un système frigorifique sont les échangeurs de chaleur. De plus, lorsqu'un suivi temporel et spatial de diverses propriétés est souhaitable dans ces éléments, une modélisation numérique à paramètres distribués est privilégiée.

La dernière section se rapporte à une revue réalisée sur la distribution non uniforme de masse pouvant s'établir lors d'écoulement dans des circuits en parallèle. Ce phénomène est important dans les systèmes frigorifiques comportant des circuits en parallèle puisqu'il peut pénaliser la stabilité opérationnelle ainsi que les performances de ces derniers.

CHAPITRE 4

MODÉLISATION DE L'ÉCHANGEUR RÉFRIGÉRANT-SOL

4.1 Introduction

Les pompes à chaleur géothermiques à expansion directe ont la particularité d'avoir l'échangeur de chaleur réfrigérant-sol comme étant une composante intégrale du circuit frigorifique du système. Le réfrigérant circule dans cet échangeur et rejette de la chaleur dans le sol lorsqu'il se condense (mode de fonctionnement du système en refroidissement) ou absorbe de la chaleur du sol lorsqu'il s'évapore (mode de fonctionnement du système en chauffage).

Les modèles d'échangeur de chaleur de systèmes frigorifiques sont généralement développés en considérant un transfert de chaleur convectif entre la paroi extérieure du tube contenant le réfrigérant et un fluide secondaire. Un échangeur de chaleur réfrigérant-sol, tel que retrouvé dans les systèmes à expansion directe, possède quant à lui un phénomène de transfert de chaleur considéré diffusif à l'extérieur de la paroi du tube dans lequel circule le réfrigérant. Bien qu'en pratique la présence d'eau souterraine à proximité des forages géothermiques puisse induire un phénomène convectif de transfert de chaleur à l'extérieure de la paroi du tube contenant le réfrigérant, cette situation n'est pas prise en considération dans la présente étude et de ce fait le transfert de chaleur dans le sol est considéré comme étant uniquement diffusif. Cette hypothèse est généralement utilisée lors des calculs de performances ou de conception de puits géothermiques à boucle secondaire.

Les échangeurs verticaux réfrigérant-sol sont constitués d'un tube en U inséré dans un puits géothermique lequel est par la suite rempli d'un coulis thermique. Les deux tubes de l'échangeur sont en cuivre et sont assemblés en les joignant à l'une de leurs extrémités par un embout. Les tubes en U étudiés dans la présente recherche sont faits de cuivre mou de type K. Les tubes en U sont assemblés en joignant à l'une de leurs extrémités un tube de 12,7 mm

de diamètre (nommé tube de vapeur) et un tube de 9,5 mm de diamètre (nommé tube du liquide) à l'aide d'un embout de 22.22 mm de diamètre.

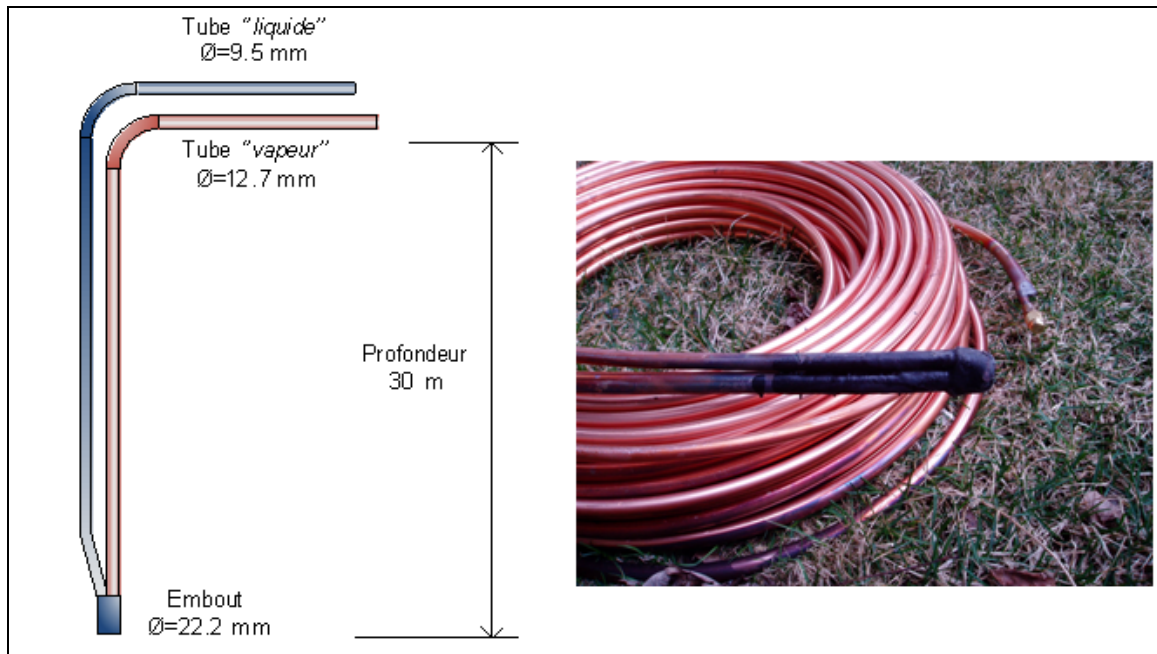


Figure 4.1 Boucle géothermique en cuivre mou

La modélisation de l'échangeur réfrigérant-sol implique la définition de quatre régions distinctes (Figure 4.2) :

- Le réfrigérant: fluide de travail du cycle frigorifique.
- La paroi en cuivre du tube dans lequel circule le réfrigérant.
- Le coulis thermique contenu dans le puits géothermique.
- Le sol dans lequel est foré le puits géothermique.

La modélisation de ces quatre régions implique des notions et hypothèses propres à chacune et elles sont ainsi séparément présentées dans les sections suivantes.

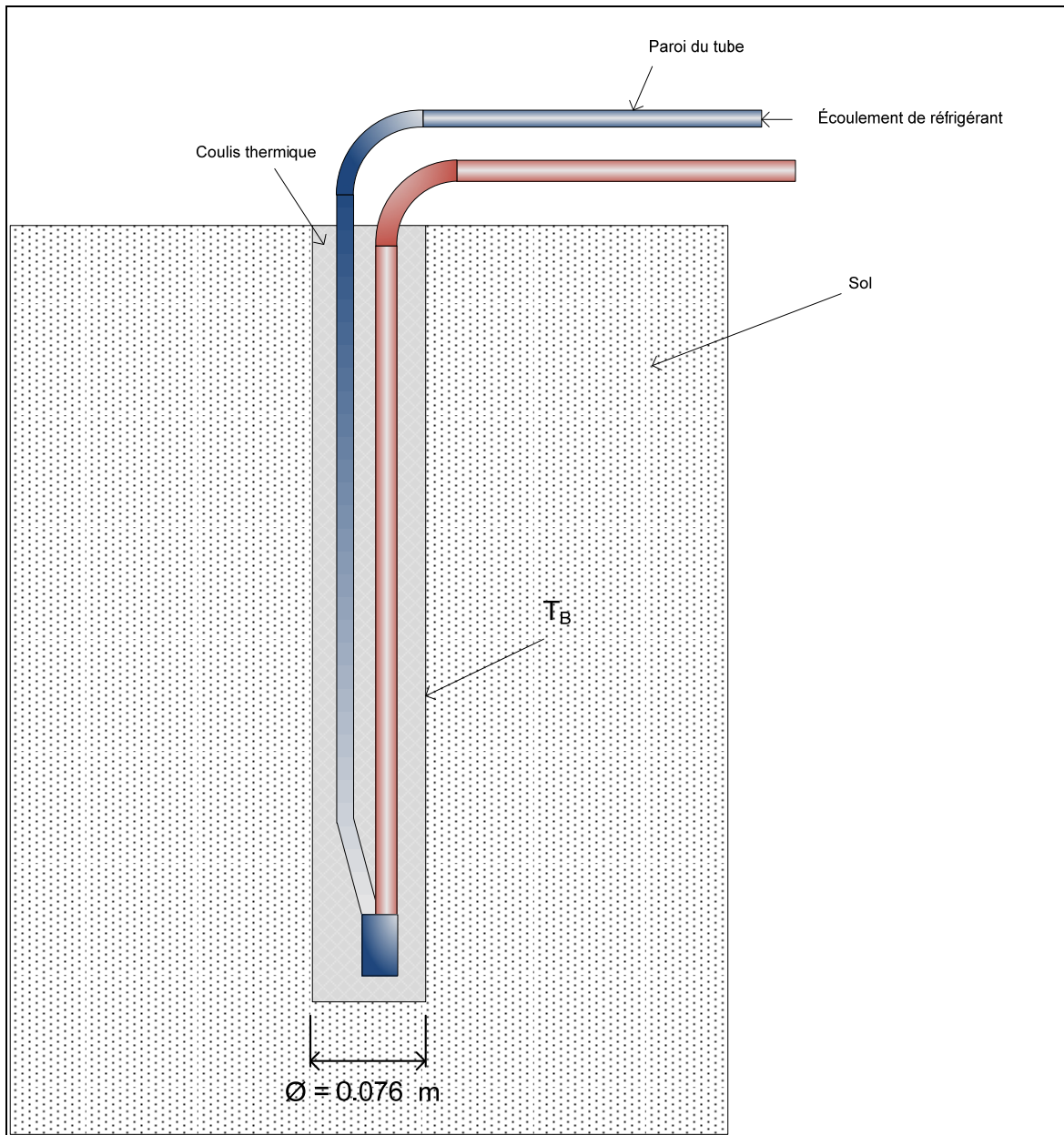


Figure 4.2 Régions d'un échangeur vertical réfrigérant-sol

4.2 Réfrigérant

Le réfrigérant circule dans un tube en cuivre à paroi lisse. L'écoulement dans l'échangeur réfrigérant-sol peut être vertical ascendant ou vertical descendant. L'état du réfrigérant peut être liquide, vapeur ou mélange diphasique liquide-vapeur.

Typiquement, lorsque l'échangeur réfrigérant-sol est le condenseur, le réfrigérant entre dans l'échangeur par le tube *vapeur* en direction verticale descendante sous forme de vapeur surchauffée, se condense en partie dans le tube descendant et en partie dans le tube ascendant et sort sous forme de liquide sous-refroidi dans le tube *liquide* ascendant. Il s'agit de l'écoulement avec changement de phase généralement considéré dans un condenseur utilisé dans un système fonctionnant selon le cycle de réfrigération simple à compression de vapeur lors du fonctionnement en régime permanent. Il faut toutefois noter que lors des phases de fonctionnement transitoires du système (arrêt-départ, action des valves thermostatiques, etc.), l'état thermodynamique du réfrigérant peut différer de ce qui est présenté ci-haut. Ainsi, à titre d'exemple, lors d'une ouverture d'une valve de détente, l'état du réfrigérant à la sortie du condenseur peut être en mélange saturé plutôt qu'en liquide sous-refroidi. Ceci étant associé à l'augmentation rapide du débit massique de réfrigérant causée par l'ouverture de la valve de détente. De plus, le changement de phase entre mélange saturé et vapeur saturée peut s'effectuer seulement dans le tube descendant si le débit massique du réfrigérant et les conditions de transfert de chaleur le permettent.

La Figure 4.3 présente l'état thermodynamique typique d'un échangeur de chaleur en mode condenseur. Les chutes de température du réfrigérant durant la condensation sont causées par les gradients de pression le long de l'écoulement. La Figure 4.4 schématise quant à elle l'état thermodynamique typique d'un échangeur réfrigérant-sol en mode condenseur.

Lorsque l'échangeur réfrigérant-sol est l'évaporateur, le réfrigérant entre dans l'échangeur par le tube *liquide* en direction verticale descendante sous forme de mélange diphasique liquide-vapeur, s'évapore en partie dans le tube descendant et en partie dans le tube ascendant et sort sous forme de vapeur surchauffée dans le tube *vapeur* ascendant. Il s'agit de l'écoulement

avec changement de phase généralement considéré dans un évaporateur utilisé dans un système fonctionnant selon le cycle de réfrigération simple à compression de vapeur lors du fonctionnement en régime permanent. Il faut toutefois noter que lors des phases de fonctionnement transitoires du système (arrêt-départ, action des valves thermostatiques...), l'état thermodynamique du réfrigérant peut différer de ce qui est présenté ci-haut. Ainsi, à titre d'exemple, lors d'une ouverture d'une valve de détente, l'état du réfrigérant à la sortie de l'évaporateur peut être en mélange saturé plutôt qu'en vapeur surchauffée. Ceci étant associé à l'augmentation rapide du débit massique de réfrigérant causée par l'ouverture de la valve de détente. De plus, le changement de phase entre mélange saturé et vapeur saturé peut s'effectuer seulement dans le tube descendant si le débit massique du réfrigérant et les conditions de transfert de chaleur le permettent.

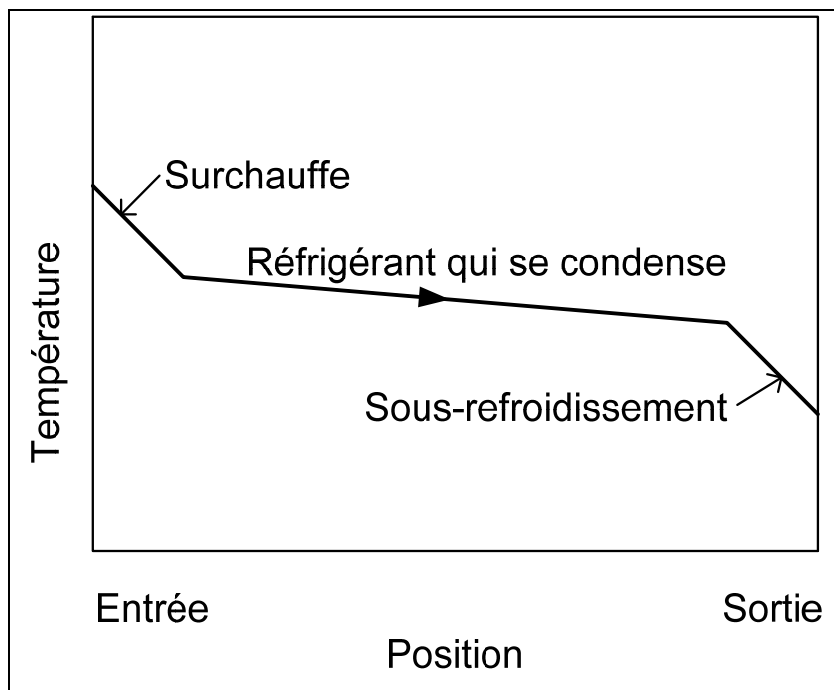


Figure 4.3 État thermodynamique typique d'un condenseur

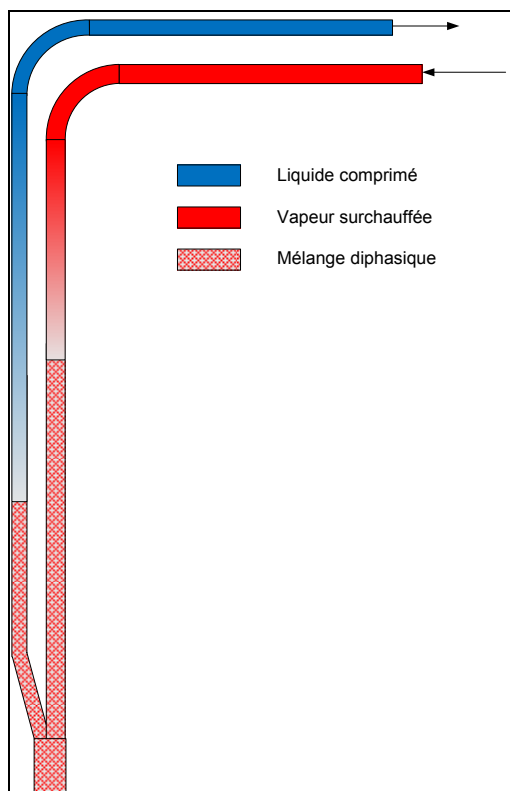


Figure 4.4 État thermodynamique
typique d'un échangeur
réfrigérant-sol en mode condenseur

Les conditions initialement mentionnées précédemment sont les conditions usuelles de conception valables pour les condenseurs et les évaporateurs. Comme mentionnées, lors du fonctionnement du système, ces conditions peuvent varier, particulièrement lors de phénomènes transitoires rapides tels que le départ du système, l'ouverture d'une valve d'expansion ou autres.

La Figure 4.5 présente l'état thermodynamique typique d'un échangeur de chaleur en mode évaporateur. Les chutes de température du réfrigérant durant l'évaporation sont causées par les gradients de pression le long de l'écoulement. La Figure 4.6 schématise quant à elle l'état thermodynamique typique d'un échangeur réfrigérant-sol en mode condenseur.

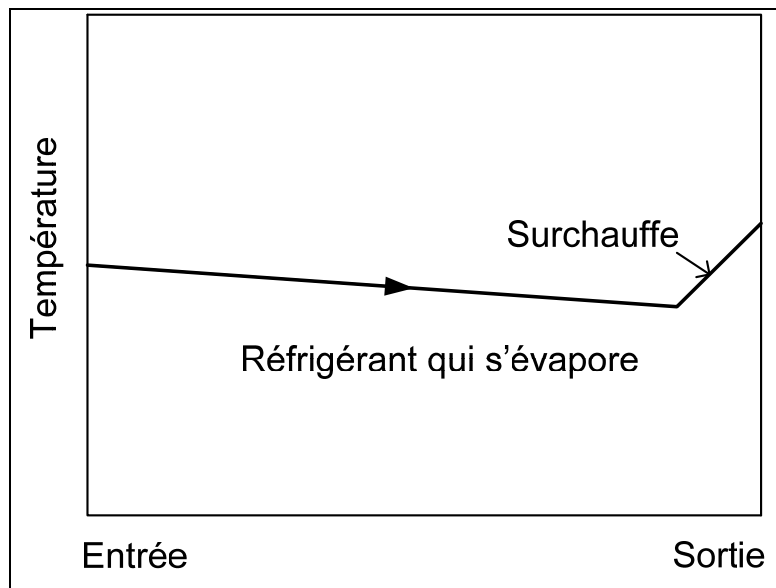


Figure 4.5 État thermodynamique typique d'un échangeur en mode évaporateur

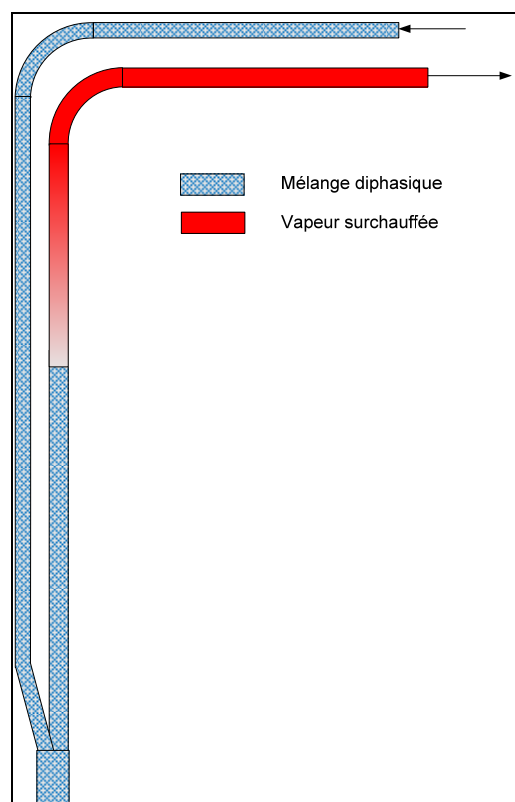


Figure 4.6 État thermodynamique typique d'un échangeur réfrigérant-sol en mode évaporateur

Les équations gouvernantes de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie pour un écoulement homogène, unidimensionnel, sans dissipation visqueuse et sans conduction axiale peuvent être décrites de la façon suivante en référence au débit massique (Garcia-Valladares, 2004; Hermes, 2008; MacArthur, 1989; Mithraratne, 2000).

$$\frac{\partial \rho A}{\partial t} + \frac{\partial m}{\partial x} = 0 \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial m}{\partial t} + \frac{\partial mw}{\partial x} = -\frac{\partial pA}{\partial x} - \tau_w P_r - \rho Ag \sin \theta \quad (4.2)$$

$$\frac{\partial \rho A \left(h + \frac{w^2}{2} \right)}{\partial t} + \frac{\partial m \left(h + \frac{w^2}{2} \right)}{\partial x} = \frac{\partial pA}{\partial t} + q_r \quad (4.3)$$

où:

- ρ est la masse volumique (kg/m³)
- A est la section (m²)
- t est le temps (s)
- m est le débit massique (kg/s)
- x est la position (m)
- w est la vitesse (m/s)
- p est la pression (Pa)
- τ_w est la contrainte de cisaillement à la paroi (Pa)
- P_r est le périmètre interne du tube (m)
- g est l'accélération gravitationnelle (m/s²)
- θ est l'angle par rapport au plan horizontal (rad)
- h est l'enthalpie du réfrigérant (J/kg)
- q_r est le transfert de chaleur convectif entre le réfrigérant et la paroi (W/m)

Le système d'équations présenté ci-haut est valable pour un écoulement monophasique (liquide ou vapeur) ou diphasique (mélange liquide-vapeur). La différenciation au niveau de la phase du fluide dans l'écoulement est réalisée au niveau des équations d'états, des

propriétés thermodynamiques ainsi que de l'évaluation de la contrainte de cisaillement (τ_w) et coefficient de convection dans le calcul du transfert de chaleur (q_r).

Dans l'équation de quantité de mouvement (4.3), en considérant un écoulement en régime permanent, on note trois contributions au gradient de pression total :

La composante gravitationnelle:

$$\left(\frac{\partial pA}{\partial z} \right)_{\text{gravitationnelle}} = \rho A g \sin \theta \quad (4.4)$$

La composante d'accélération (ou de décélération):

$$\left(\frac{\partial pA}{\partial z} \right)_{\text{accélération}} = \frac{\partial m w}{\partial x} \quad (4.5)$$

La composante de friction :

$$\left(\frac{\partial pA}{\partial z} \right)_{\text{friction}} = \tau_w P \quad (4.6)$$

Pour le type d'écoulement de fluide étudié, soit un écoulement avec possibilité de changement de phase dans un tube vertical, les trois contributions au gradient de pression totale sont significatives et sont donc prises en considération. Il est à noter que lors d'un écoulement horizontal ou quasi horizontal, situation typique de la majorité des échangeurs de chaleur des systèmes frigorifiques, la composante gravitationnelle du gradient de pression est pratiquement nulle et de ce fait généralement négligée. De plus, lors d'un écoulement sans changement de phase, la composante d'accélération du gradient de pression est nulle.

4.2.1 Taux de vide

Pour un écoulement diphasique, le taux de vide α est défini comme le rapport de la section de l'écoulement sous forme vapeur A_g sur la section totale du tube A .

$$\alpha = \frac{A_g}{A} \quad (4.7)$$

Ce taux de vide permet de prendre en considération le glissement des vitesses des phases liquides et vapeurs d'un écoulement diphasique. En fait, l'hypothèse de considérer l'écoulement homogène dans le cas présent suppose que les vitesses de déplacement des phases liquide et vapeur sont égales. L'utilisation du taux de vide permet de modéliser l'écoulement comme étant homogène tout en considérant un certain glissement de vitesse entre les deux phases. L'évaluation adéquate du taux de vide est essentielle afin de prédire les composantes d'accélération et gravitationnelles des pertes de charge d'un écoulement (Carey, 1992), deux phénomènes d'importance pour l'écoulement actuel étudié. Les modèles du taux de vide sont essentiellement des corrélations empiriques fonction du régime de l'écoulement et de la configuration de l'écoulement (direction, flux massique, état thermodynamique, etc.). Dans la littérature scientifique, l'on retrouve plusieurs corrélations empiriques du taux de vide. Ces corrélations sont validées sur des plages de conditions restreintes. De plus, peu de corrélations prennent en considération la composante gravitationnelle. Puisqu'il s'avère difficile de valider le choix de la corrélation dans la présente thèse, nous avons sélectionné une corrélation bien connue et générale. Ainsi, la corrélation de Lockhart et Martinelli (Carey, 1992) est utilisée dans la présente étude :

$$\alpha = \left[1 + 0.28 \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.64} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.36} \left(\frac{\mu_f}{\mu_g} \right)^{0.07} \right]^{-1} \quad (4.8)$$

où:

x est le titre du réfrigérant

ρ_g est la masse volumique de la vapeur saturée (kg/m³)

ρ_f est la masse volumique du liquide saturé (kg/m³)

μ_g est la viscosité dynamique de la vapeur saturée (Ns/m²)

μ_f est la viscosité dynamique du liquide saturé (Ns/m²)

4.2.2 Contrainte de cisaillement à la paroi

L'évaluation de la perte de pression par friction est réalisée de façon distincte pour les tubes droits ainsi que pour les coudes; l'échangeur réfrigérant-sol étant constitué de deux tubes droits reliés à l'une de leurs extrémités par un embout.

Pour les tubes lisses et droits la contrainte de cisaillement est définie selon :

$$\tau_w = \frac{f m w}{8} \quad (4.9)$$

où:

f est le coefficient de friction

La chute de pression dans les coudes reliant deux tubes droits peut être du même ordre de grandeur que la chute de pression dans ces tubes droits et doit ainsi être prise en considération (Domanski, 2008). De plus, lorsque l'écoulement est diphasique, la chute de pression dans le coude est significativement plus élevée que lorsque l'écoulement est monophasique.

Les corrélations permettant de considérer les écoulements dans les transitions telles un coude évaluent directement la chute de pression totale (Δp) incluant la composante d'accélération et de friction en négligeant la composante gravitationnelle. L'équation suivante permet de considérer la relation entre chute de pression et contrainte de cisaillement :

$$\Delta p = \frac{4L\tau_w}{D} \quad (4.10)$$

où:

D est le diamètre de courbure du coude tel que présenté sur la Figure 4.7.

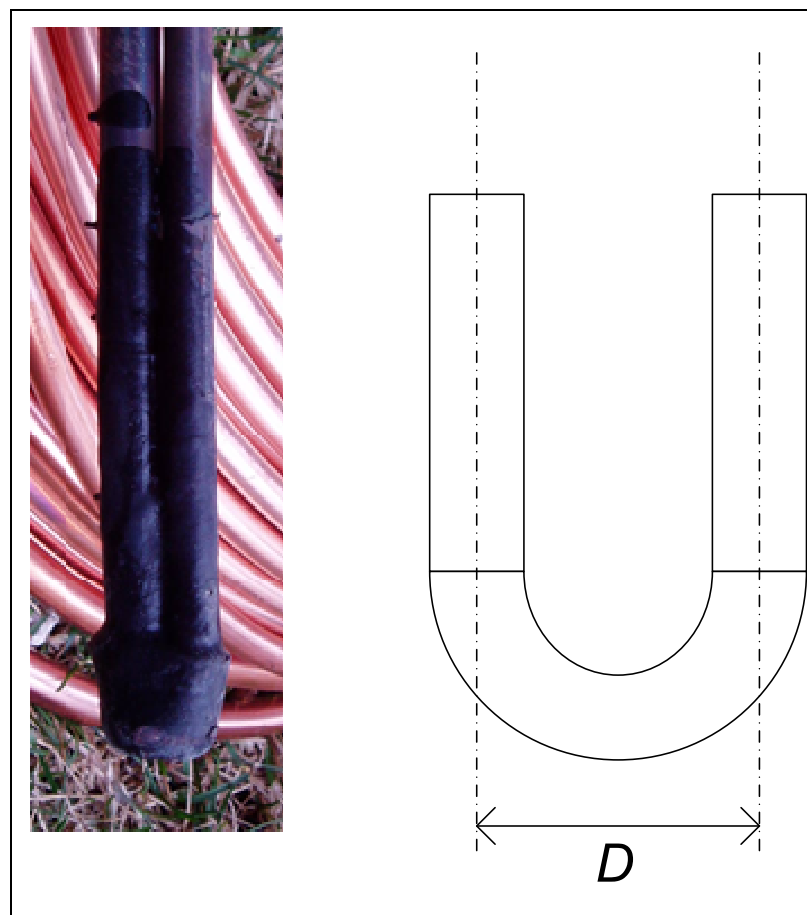


Figure 4.7 Schématisation d'un coude d'une boucle géothermique

4.2.2.1 Écoulement monophasique

La chute de pression par friction dans les tubes droits et lisses est obtenue en évaluant le coefficient de friction selon :

$$f = (0.790 \ln \text{Re} - 1.64)^{-2} \quad \text{valable pour } 3000 < \text{Re} < 5 \times 10^6 \quad (4.11)$$

La chute de pression dans un coude pour un écoulement monophasique (liquide ou vapeur) est obtenue selon l'équation générale de pertes de charge singulières (Munson, 1998):

$$\Delta p = K_L \frac{G^2}{2\rho} \quad (4.12)$$

où:

K_L est le coefficient de perte de charge singulière

G est le flux massique ($\text{kg/m}^2\text{s}$)

Le coefficient de perte de charge singulière K_L varie en fonction de la géométrie de la composante et des conditions d'écoulement. L'équation proposée par Idelshik (1986) (Idelshik, 1986) est utilisée pour obtenir le coefficient de perte de charge singulière en écoulement monophasique:

$$K_L = f \frac{L}{D} + 0.294 \left(\frac{R}{D} \right)^{0.5} \quad (4.13)$$

Considérant que pour un coude l'écoulement se trouve à l'état turbulent :

$$f = 0.079 \text{Re}^{-0.25} \quad (4.14)$$

où:

f est le coefficient de friction

L est la longueur du coude (m)

R est le rayon de courbure du coude (m)

D est le diamètre interne du tube (m)

4.2.2.2 Écoulement diphasique

Puisque l'écoulement du réfrigérant dans le circuit peut être horizontal ou vertical, la corrélation de Friedel (Carey, 1992), validée pour des écoulements horizontaux et verticaux, est utilisée pour évaluer la chute de pression par friction dans les tubes droits et lisses. Cette corrélation utilise un multiplicateur diphasique.

$$\Delta p = \Delta z \phi_{lo}^2 \left(\frac{\Delta P}{\Delta z} \right)_{lo} \quad (4.15)$$

où:

lo est l'indice signifiant que l'écoulement est considéré comme étant entièrement liquide au même débit massique que l'écoulement total

ϕ_{lo} est le multiplicateur diphasique

$$\phi_{lo}^2 = C_{F1} + \frac{3.24 C_{F2}}{Fr^{0.045} We^{0.035}} \quad (4.16)$$

$$C_{F1} = (1-x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right) \left(\frac{f_{vo}}{f_{lo}} \right) \quad (4.17)$$

$$C_{F2} = x^{0.78} (1-x)^{0.24} \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{0.91} \left(\frac{\mu_g}{\mu_f} \right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_f} \right)^{0.7} \quad (4.18)$$

$$Fr = \frac{G^2}{gD\rho^2} \quad (4.19)$$

$$We = \frac{G^2 D}{\rho \sigma} \quad (4.20)$$

$$\rho = \left(\frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_f} \right)^{-1} \quad (4.21)$$

$$f_{lo} = \left(0.790 \ln \frac{GD}{\mu_f} - 1.64 \right)^{-2} \quad \text{valable pour } 3000 < \text{Re} < 5 \times 10^6 \quad (4.22)$$

$$f_{vo} = \left(0.790 \ln \frac{GD}{\mu_g} - 1.64 \right)^{-2} \quad \text{valable pour } 3000 < \text{Re} < 5 \times 10^6 \quad (4.23)$$

où:

f_{lo} est le coefficient de friction évalué en considérant l'écoulement total comme étant liquide

f_{vo} est le coefficient de friction évalué en considérant l'écoulement total comme étant vapeur

σ est la tension superficielle du fluide

La chute de pression dans un coude pour un écoulement diphasique est obtenue selon (Geary, 1975) :

$$\Delta p = f \frac{\pi R}{D} \frac{G^2 x^2}{2 \rho_g} \quad (4.24)$$

avec :

$$f = \frac{a \text{Re}_g^{0.5}}{\exp(0.215 \frac{2R}{D}) x^{1.25}} \quad (4.25)$$

$$\text{Re}_g = Gx D / \mu_g \quad (4.26)$$

où:

a est une constante et vaut 8.03×10^{-4}

R est le rayon de courbure du coude (m)

D est le diamètre interne du tube (m)

ρ_g est la masse volumique de la phase vapeur (kg/m^3)

G est le flux massique ($\text{kg/m}^2\text{s}$)

x est le titre du réfrigérant

4.3 Transfert de chaleur

Le transfert de chaleur entre le réfrigérant en mouvement et la paroi est un phénomène convectif. Ainsi q_r est évalué selon l'équation classique de transfert de chaleur par convection entre une surface et un fluide:

$$q_r = H_r P_r (T_{hx} - T_r) \quad (4.27)$$

où:

H_r est le coefficient de convection ($\text{W/m}^2\cdot\text{K}$)

T_{hx} est la température de la paroi interne ($^{\circ}\text{C}$)

T_r est la température du réfrigérant ($^{\circ}\text{C}$)

P_r est le périmètre de la section (m)

L'écoulement étant considéré comme homogène, la température du réfrigérant représente la valeur moyenne en une section donnée. Le coefficient de convection est déterminé à l'aide de corrélations empiriques variant en fonction de la nature et des conditions de l'écoulement.

4.3.1.1 Écoulement monophasique

Lorsque l'écoulement est turbulent ($\text{Re} > 3000$) à l'état de liquide ou de vapeur, la corrélation de Gnielinski (Incropera, 2007), valide pour une plage étendue de nombre de Reynolds (de 3000 à 5×10^6), est utilisée pour évaluer le coefficient de convection:

$$H_r = \left(\frac{k_r}{D_i} \right) \left[\frac{(f/8)(\text{Re} - 1000)\text{Pr}}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(\text{Pr}^{2/3} - 1)} \right] \quad (4.28)$$

où:

k_r est la conductivité thermique du réfrigérant (W/m.K)

D_i est le diamètre interne (m)

Re est le nombre de Reynolds

Pr est le nombre de Prandtl du réfrigérant

Le réfrigérant circulant dans des tubes de cuivre lisses, le coefficient de friction peut être déterminé selon:

$$f = (0.790 \ln(Re) - 1.64)^{-2} \text{ valable pour } 3000 < Re < 5 \times 10^6 \quad (4.29)$$

Lorsque l'écoulement est laminaire ($Re < 3000$), le coefficient de convection est évalué selon la corrélation de Sieder and Tate (Incropera, 2007):

$$H_r = \left(\frac{k_r}{D_i} \right) \left[\left(\frac{Re \ Pr}{L / D_i} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \right] \quad (4.30)$$

où:

μ est la viscosité du réfrigérant évaluée à la température de l'écoulement (kg/m.s)

μ_s est la viscosité du réfrigérant évaluée à la température de surface (kg/m.s)

L est la longueur de la conduite (m)

4.3.1.2 Écoulement diphasique

Les caractéristiques des phénomènes physiques d'un écoulement diphasique diffèrent selon plusieurs paramètres. L'évaluation du comportement thermodynamique de ce type d'écoulement est complexe et les meilleurs modèles reposent essentiellement sur des données expérimentales. Ainsi, il est remarqué en pratique que le comportement d'un écoulement diphasique est différent selon qu'il s'évapore ou se condense. Le choix des corrélations

empiriques permettant de prédire le coefficient de convection en changement de phase est donc sélectionné de façon distincte pour un écoulement s'évaporant ou se condensant.

Lorsque l'écoulement diphasique s'évapore, la corrélation de Bennett et Chen (Carey, 1992) est utilisée pour évaluer le coefficient de convection. Cette corrélation s'avère être un choix intéressant pour le modèle actuellement développé puisqu'elle est basée sur une température de surface du tube plutôt que sur un flux de chaleur pour la condition aux frontières comme le sont la majorité des corrélations se rapportant au même problème physique. Cette situation permet une évaluation directe du coefficient de convection dans le modèle plutôt que d'adopter une approche itérative simplifiant ainsi le modèle et permettant de diminuer le temps de calcul.

$$H_r = H_{mic} + H_{mac} \quad (4.31)$$

$$H_{mic} = 0.00122 \left[\frac{k_f^{0.79} C_{pf}^{0.45} \rho_f^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_f^{0.29} h_{fg}^{0.24} \rho_g^{0.24}} \right] [T_w - T_{sat}(P_f)]^{0.24} [P_{sat}(T_w) - P_f]^{0.75} S \quad (4.32)$$

$$S = \frac{[1 - \exp\{-F(X_u)H_f X_0/k_f\}]}{F(X_u)H_f X_0/k_f} \quad (4.33)$$

$$X_0 = 0.041 \left[\frac{\sigma}{g(\rho_f - \rho_g)} \right]^{0.5} \quad (4.34)$$

$$X_u = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_f}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (4.35)$$

X_u est le paramètre de Martinelli (Carey, 1992).

$$H_f = 0.023 \left(\frac{k_f}{D} \right) \text{Re}_f^{0.8} \text{Pr}_f^{0.4} \quad (4.36)$$

$$\text{Re}_f = \frac{G(1-x)D}{\mu_f} \quad (4.37)$$

$$F(X_u) = 1 \text{ si } X_u^{-1} \leq 0.1$$

$$F(X_u) = 2.35 \left(0.213 + \frac{1}{X_u} \right)^{0.736} \text{ si } X_u^{-1} > 0.1 \quad (4.38)$$

$$H_{mac} = H_f F(X_u) \text{Pr}_f^{0.296} \quad (4.39)$$

Lorsque l'écoulement diphasique se condense, la corrélation de Shah (Carey, 1992) est utilisée pour évaluer le coefficient de convection.

$$H_r = H_{fo} \left[\frac{(1-x)^{0.8} + 3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{(p/p_c)^{0.38}} \right] \quad (4.40)$$

$$H_{fo} = 0.023 \left(\frac{k_f}{D_i} \right) \left(\frac{GD_i}{\mu_f} \right) \text{Pr}_f^{0.4} \quad (4.41)$$

où:

p_c est la pression critique du réfrigérant

4.4 Paroi du tube

L'équation de conservation d'énergie pour la paroi du tube est formulée en négligeant les gradients de température axiaux et radiaux pour chaque volume de contrôle. La capacité thermique du tube ainsi que l'interférence thermique entre deux tubes parallèles sont toutefois prises en considération (Figure 4.8).

$$(\rho A C_p)_{hx} \frac{\partial T_{hx}}{\partial t} + q_r + q_B = 0 \quad (4.42)$$

où:

q_r est le transfert de chaleur convectif tel que défini précédemment dans la section 4.3.

Le transfert de chaleur du côté du puits est exprimé selon:

$$q_B = \frac{(T_{hx} - T_{coulis})}{R_1^*} \quad (4.43)$$

où:

T_{coulis} est la température axiale moyenne du coulis du puits géothermique (°C)

L'expression de R_1^* est décrite dans la section suivante portant sur le puits géothermique et permet de tenir compte de l'interférence thermique entre les deux tubes parallèles.

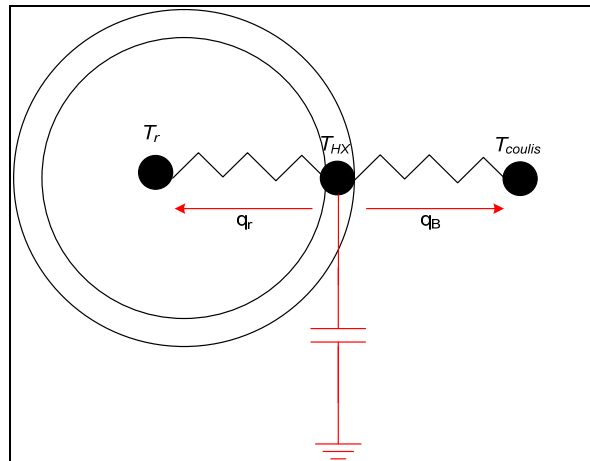


Figure 4.8 Schématisation du transfert de chaleur au niveau de la paroi du tube

4.5 Puits géothermique

L'expression de R_1^* est obtenue en utilisant la transformation triangle-étoile du circuit présenté à la Figure 4.9. Le circuit en triangle ainsi que les expressions pour R_1^Δ et R_{12}^Δ sont présentés par Hellstrom (Hellstrom, 1991). Ces résistances et leur circuit thermique respectif sont utilisés pour décrire le transfert de chaleur local entre un tube en U et la paroi d'un puits. Ces résistances sont évaluées en considérant deux tubes identiques positionnés de façon symétrique et diamétralement opposés par rapport au centre du puits. Pour le modèle

développé, l'expression en étoile simplifie la résolution numérique du transfert de chaleur dans la paroi du tube. En effet, dans la solution numérique, une approche de résolution nœud-par-nœud est adoptée en débutant à l'entrée du tube descendant et en progressant le long de celui-ci. Ainsi, l'expression en étoile permet de découpler les températures de parois des deux tubes adjacents et ainsi utiliser la résolution en progressant nœud par nœud.

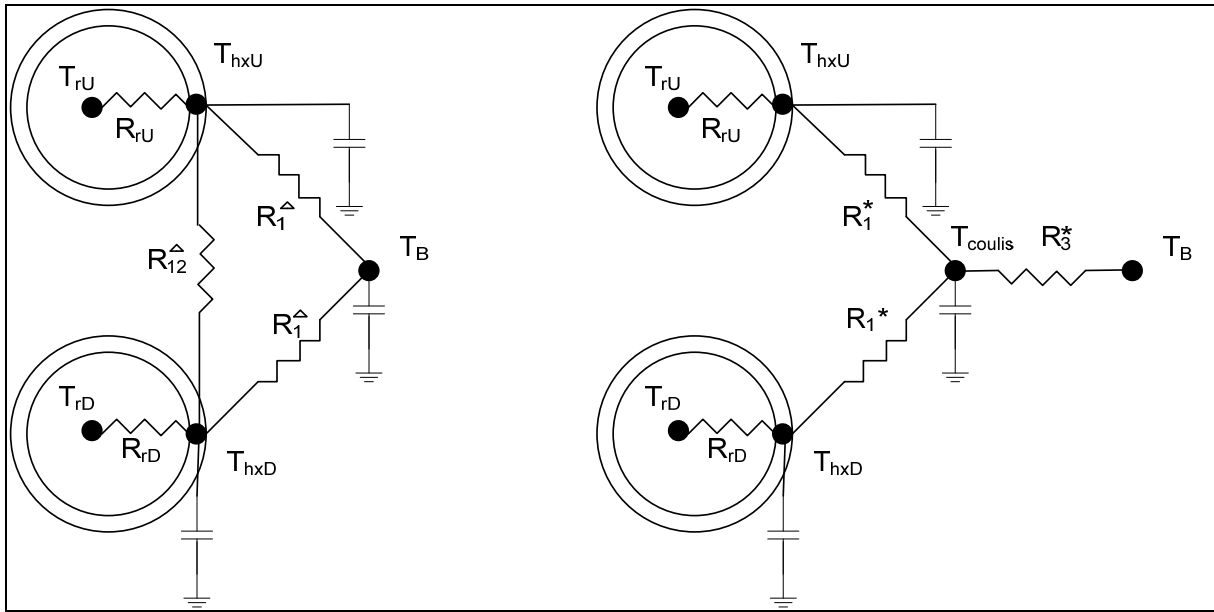


Figure 4.9 Représentation de l'interférence thermique entre les tubes parallèles: schéma en triangle à gauche et schéma en étoile à droite

$$R_1^\Delta = \frac{R_{11}^o R_{12}^o - (R_{12}^o)^2}{R_{22}^o - R_{12}^o} \quad (4.44)$$

Pour la situation symétrique :

$$R_1^\Delta = R_{11}^o + R_{12}^o \quad (4.45)$$

$$R_2^\Delta = R_1^\Delta \quad (4.46)$$

$$R_{11}^o = \frac{1}{2\pi k_{gr}} \left[\ln \left(\frac{r_b}{r_p} \right) + \sigma \ln \left(\frac{r_b^2}{r_b^2 - D^2} \right) \right] \quad (4.47)$$

$$R_{12}^o = \frac{1}{2\pi k_{gr}} \left[\ln \left(\frac{r_b}{2D} \right) + \sigma \ln \left(\frac{r_b^2}{r_b^2 + D^2} \right) \right] \quad (4.48)$$

où:

r_b est le rayon du puits géothermique (m)

r_p est le rayon du tube (m)

D est la distance entre le centre d'un tube et le centre du puits (m)

$$\sigma = \frac{k_{gr} - k_G}{k_{gr} + k_G} \quad (4.49)$$

où:

k_{gr} est la conductivité thermique du coulis (W/m·K)

k_G est la conductivité thermique du sol (W/m·K)

On peut ainsi exprimer R_1^Δ selon :

$$R_1^\Delta = \frac{1}{2\pi k_{gr}} \left[\ln \left(\frac{r_b}{r_p} \right) + \ln \left(\frac{r_b}{2D} \right) + \sigma \ln \left(\frac{r_b^4}{r_b^4 - D^4} \right) \right] \quad (4.50)$$

En utilisant la transformation triangle-étoile de Kennelly et en considérant une disposition symétrique des tubes dans le puits ($R_2^\Delta = R_1^\Delta$), les expressions pour R_1^* et R_3^* deviennent :

$$R_1^* = \frac{R_1^\Delta R_{12}^\Delta}{2R_1^\Delta + R_{12}^\Delta} \quad (4.51)$$

$$R_3^* = \frac{(R_1^\Delta)^2}{2R_1^\Delta + R_{12}^\Delta} \quad (4.52)$$

L'équation de conservation d'énergie pour le coulis thermique du puits est formulée en négligeant les gradients de température axiaux et radiaux pour chaque volume de contrôle. La capacité thermique du coulis ainsi que l'interférence thermique entre deux puits parallèles sont toutefois prises en considération.

$$(\rho A C_p)_{coulis} \frac{\partial T_{coulis}}{\partial t} - q_{BU} - q_{BD} + q_{sol} = 0 \quad (4.53)$$

avec:

$$q_{BU} = \frac{(T_{hx,U} - T_{coulis})}{R_1^*} \quad (4.54)$$

$$q_{BD} = \frac{(T_{hx,D} - T_{coulis})}{R_1^*} \quad (4.55)$$

$$q_{sol} = \frac{(T_{coulis} - T_B)}{R_3^*} \quad (4.56)$$

Le calcul de la valeur de T_B est défini dans la section suivante.

4.6 Sol

Plusieurs approches peuvent être utilisées afin d'évaluer la diffusion thermique d'un puits vertical dans le sol. La majorité des schémas développés évaluent la réponse thermique en fonction d'une superposition d'impulsions de transfert de chaleur sur certains intervalles de temps. Ces types de schéma, dits de convolution, demandent un temps de calcul considérable et ne sont pas appropriés aux fins de simulation du modèle développé. De plus, ces impulsions de transfert de chaleur sont considérées comme étant imposées au centre du puits

($r=0$) en utilisant l'approche de la ligne source ou au périmètre du puits ($r = r_b$) en utilisant l'approche de la source de chaleur cylindrique. Le problème physique réel à modéliser est défini selon l'approche suivante.

En fonction de l'équation de diffusion de chaleur en coordonnées cylindriques et en considérant une variation uniquement radiale de la température dans le sol :

$$\frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \quad (4.57)$$

pour le domaine allant de $\infty > r > r_b$, $t > 0$ et en posant les conditions aux frontières suivantes:

$$T(r, 0) = T_{sol} \quad , \quad -k \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_b} = \frac{T_{coulis} - T}{R_3^*} \Big|_{r=r_b} \quad (4.58)$$

Plusieurs méthodes peuvent être employées pour résoudre ce problème. En utilisant le formalisme de Green et en posant $\tilde{r} = r / r_b$, la solution devient (Beck, 1992):

$$T(\tilde{r}, \tilde{t}) - T_G = 2\pi \bar{H} \int_0^{\tilde{t}} (T_{coulis}(\tilde{\tau}) - T_{sol}) G_r(\tilde{r}, 1, \tilde{t}, \tilde{\tau}) d\tilde{\tau} \quad (4.59)$$

$$\bar{H} = \frac{1}{2\pi k_G R_3^*} \quad (4.60)$$

\tilde{t} est le nombre de Fourier :

$$\tilde{t} = \alpha t / r_b^2 \quad (4.61)$$

$G_r(\tilde{r}, 1, \tilde{t}, \tilde{\tau})$ est la fonction Green associée au problème défini ci-haut (Beck, 1992):

$$G_r(\tilde{r}, 1, \tilde{t}, \tilde{\tau}) = \frac{-1}{\pi^2} \int_0^\infty \frac{e^{-z^2(\tilde{t}-\tilde{\tau})} R(z, \tilde{r}) z dz}{N(z)} \quad (4.62)$$

$$T(\tilde{r}, \tilde{t}) - T_{sol} = \frac{-2\bar{H}}{\pi} \int_0^{\tilde{t}} (T_{coulis}(\tilde{\tau}) - T_{sol}) \int_0^\infty \frac{e^{-z^2(\tilde{t}-\tilde{\tau})} R(z, \tilde{r}) z dz}{N(z)} d\tilde{\tau} \quad (4.63)$$

$$R(z, \tilde{r}) = J_0(\tilde{r} z) (z Y_1(z) + \bar{H} Y_0(z)) - (z J_1(z) + \bar{H} J_0(z)) Y_0(\tilde{r} z) \quad (4.64)$$

$$N(z) = (z Y_1(z) + \bar{H} Y_0(z))^2 + (z J_1(z) + \bar{H} J_0(z))^2 \quad (4.65)$$

Puisque la solution à $\tilde{r} = 1$ est d'intérêt, il en résulte :

$$T(\tilde{r}, \tilde{t}) - T_{sol} = \frac{4\bar{H}}{\pi^2} \int_0^{\tilde{t}} (T_{coulis}(\tilde{\tau}) - T_{sol}) \int_0^\infty \frac{e^{-z^2(\tilde{t}-\tilde{\tau})} z dz}{N(z)} d\tilde{\tau} \quad (4.66)$$

car $R(z, 1) = -2/\pi$

L'approche généralement employée pour résoudre ce problème est d'imposer une série d'échelons de température pour le coulis. En posant des valeurs constantes de température pour un intervalle de temps donné $\Delta \tilde{t}$, la solution devient :

$$\begin{aligned} T_B(N\Delta\tilde{t}) - T_{sol} = & \frac{4\bar{H}}{\pi^2} (T_G - T_{coulis}(0)) G_{conv}(N\Delta\tilde{t}) \\ & + \sum_{n=1}^N (T_{coulis}(n\Delta\tilde{t}) - T_{coulis}((n-1)\Delta\tilde{t})) G_{conv}((N-n)\Delta\tilde{t}) \end{aligned} \quad (4.67)$$

avec :

$$G_{conv} = \int_0^{\infty} \frac{1 - e^{-z^2(\tilde{t})}}{N(z)} \frac{dz}{z} \quad (4.68)$$

L'équation (4.63) est la fonction G classique utilisée pour la réponse à un pulse de chaleur, mais généralisée en ce cas pour la réponse à une impulsion de température. Ce schéma demande néanmoins des temps de calcul relativement longs. Afin d'améliorer les temps de calcul, un schéma indépendant de l'historique initialement développé pour une réponse à une impulsion de chaleur (Lamarche, 2009; 2007) a été modifié pour donner la réponse à une impulsion de température. Ce schéma s'est avéré précis et considérablement plus rapide que les schémas classiques dits de convolution (Lamarche, 2009). Les détails de ce schéma sont présentés dans les articles de Lamarche et Beauchamp (2007) et de Lamarche (2009). Dans la solution numérique, T_B représente la température moyenne de la paroi du puits géothermique et les gradients de température angulaires ne sont pas considérés.

4.7 Résolution numérique

Les équations gouvernantes concernant les régions distinctes de l'échangeur à savoir: le réfrigérant, la paroi de cuivre, le coulis thermique et le sol ont été présentées dans les sections précédentes. Afin de résoudre ce système d'équations, une approche numérique doit être adoptée, car la solution analytique de ce type de système d'équations n'est pas réalisable.

La discrétisation des équations gouvernantes pour le réfrigérant, la paroi du tube et le coulis thermique est séparément obtenue par intégration sur les volumes de contrôle finis tels que présentés à la Figure 4.10 et à la Figure 4.11. Pour l'écoulement de réfrigérant, les nœuds de discrétisation sont localisés sur les faces en amont et en aval des volumes de contrôle alors que pour la paroi du tube et le coulis thermique les nœuds de discrétisation sont situés au centre de chaque volume de contrôle.

Tel que représenté dans la section 4.2, les équations gouvernantes régissant le comportement de l'écoulement de réfrigérant sont des équations couplées et non linéaires. Il est toutefois possible de manipuler ses équations afin de les séparer et de faciliter leur résolution numérique.

Les termes transitoires des équations gouvernantes du réfrigérant sont discrétisés selon un schéma implicite alors que les termes convectifs aux faces des volumes de contrôles sont discrétisés selon un schéma de cellule donneuse. Le schéma de la cellule donneuse est particulièrement intéressant pour les écoulements avec phénomènes de transport convectif prédominant puisqu'il prend en considération la direction de l'écoulement du fluide dans l'évaluation des propriétés à la face d'un volume de contrôle : la valeur transportée d'une propriété à la face d'un volume de contrôle est considérée valoir celle du nœud en amont.

Ainsi, de façon générale, en posant θ une propriété dépendante, l'intégration du terme transitoire des équations gouvernantes appliqué sur un volume de contrôle tel que défini par la Figure 4.10 et en considérant la propriété comme étant évaluée au centre du volume de contrôle donne:

$$\int_i^{i+1} \left[\int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial \rho \theta}{\partial t} dt \right] dV = (\rho_j \theta_j - \rho_j^o \theta_j^o) A \Delta x \quad (4.69)$$

où:

o indique la propriété évaluée au pas de temps précédent

Pour le terme convectif, l'intégration résulte en:

$$\int_t^{t+\Delta t} \left[\int_i^{i+1} \frac{\partial G \theta}{\partial x} dV \right] dt = \int_t^{t+\Delta t} A [(G \theta)_{i+1} - (G \theta)_i] dt \quad (4.70)$$

En considérant le schéma de cellule donneuse sous forme implicite on obtient:

$$\int_t^{t+\Delta t} A[(G\theta)_{i+1} - (G\theta)_i] dt = [G_{i+1}\theta_j - G_i\theta_{j-1}]A\Delta t \quad (4.71)$$

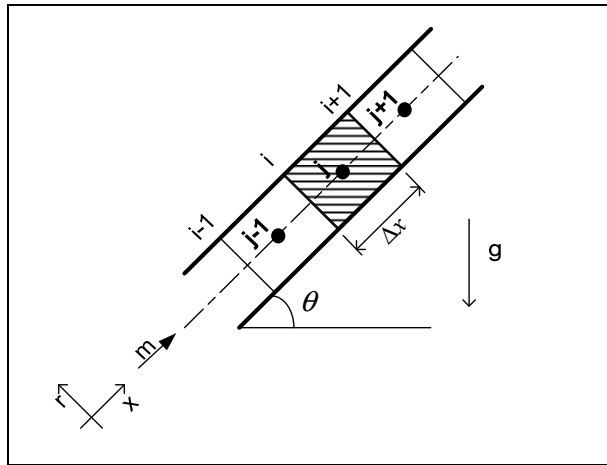


Figure 4.10 Volume de contrôle de l'écoulement de réfrigérant

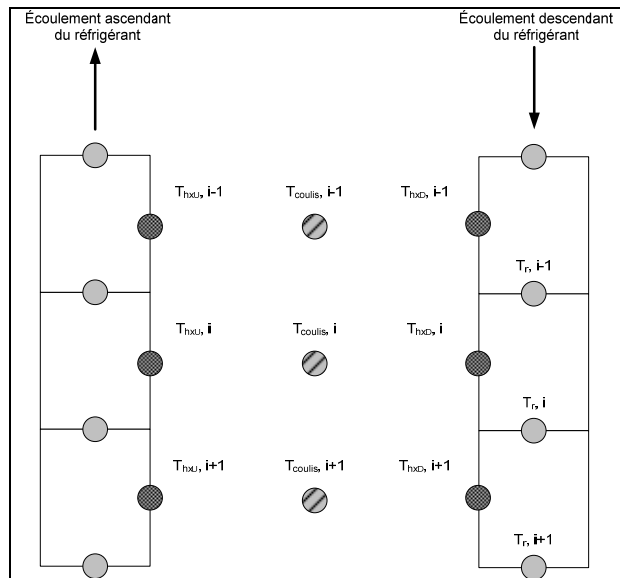


Figure 4.11 Schématisation de deux tubes parallèles adjacents

L'équation de continuité présentée en fonction du débit massique du réfrigérant (4.1) est intégrée sur un volume de contrôle ayant des interfaces " i " et " $i+1$ " et pour un temps allant de " t " à " $t+\Delta t$ ":

$$m_{i+1} = m_i + A \frac{\Delta x}{\Delta t} (\rho_j^o - \rho_j) \quad (4.72)$$

Il est possible de découpler les équations de continuité et de quantité de mouvement en insérant l'équation précédente dans l'équation de quantité de mouvement:

$$p_{i+1} = p_i - \frac{\Delta x}{A} \left[\frac{m_j - m_j^o}{\Delta t} + \frac{A \rho_j^o w_j}{\Delta t} - \frac{m_i w_{j-1}}{\Delta x} + \rho_j A g \sin \theta + \tau_w P_r \right] \quad (4.73)$$

Selon les mêmes principes, l'équation d'énergie résultante vaut:

$$h_j = \frac{(p_j - p_j^o) A \frac{\Delta x}{\Delta t} + \rho_j^o h_i^o A \frac{\Delta x}{\Delta t} + m_i h_{j-1} + q_{ri} \Delta x}{\rho_j^o A \frac{\Delta x}{\Delta t} + m_i} \quad (4.74)$$

Les variables dépendantes des équations gouvernantes du réfrigérant sont le débit massique (m), la pression (p) et l'enthalpie (h). La discrétisation appropriée des équations gouvernantes sur un volume de contrôle en utilisant les approches numériques mentionnées précédemment permet d'obtenir les valeurs de chaque variable dépendante en aval du volume de contrôle en fonction des valeurs de ces variables en amont de volume de contrôle et au pas de temps précédent. Cette méthode de discrétisation permet d'adopter un algorithme de résolution nœud par nœud pour chaque pas de temps.

Les équations de conservation d'énergie pour la paroi du tube et le coulis thermique peuvent être intégrées de façon similaire afin d'obtenir les expressions algébriques permettant

d'évaluer les variables dépendantes que sont respectivement la température du tube de la paroi et la température du coulis thermique. La discrétisation de l'équation (4.42) donne:

$$T_{hx,i} = \frac{H_{ri}P_{ri}Tr_i + \frac{(\rho AC_p)_{hx,i}}{\Delta t} T_{hx,i}^o + T_{coulis,i} / R_1^*}{H_{ri}P_{ri} + \frac{(\rho AC_p)_{hx,i}}{\Delta t} + 1 / R_1^*} \quad (4.75)$$

Quant à la discrétisation de l'équation (4.53) pour le coulis, on obtient:

$$T_{coulis,i} = \frac{T_{hxD,i} / R_1^* + T_{hxU,i} / R_1^* + \frac{(\rho AC_p)_{coulis,i}}{\Delta t} T_{coulis,i}^o + T_B / R_3^*}{\frac{(\rho AC_p)_{hx,i}}{\Delta t} + 2 / R_1^* + 1 / R_3^*} \quad (4.76)$$

L'une des particularités d'un échangeur de chaleur constitué d'un tube en U est l'interférence thermique transitoire entre les deux tubes adjacents qui influence la température du coulis thermique tel que présenté dans la Figure 4.7. Afin de traiter cette interférence thermique dans la solution numérique, à chaque pas de temps la température du coulis thermique à chaque nœud est évaluée en utilisant la température de la paroi du tube descendant au pas de temps présent et la température de la paroi du tube ascendant au pas de temps précédent. Cette approche simplifie la solution numérique du problème puisque les équations peuvent être résolues nœud par nœud pour chaque pas de temps et ne nécessite pas une approche par itération dans le domaine spatial. Il faut toutefois noter qu'une telle approche est considérée valable lorsque les pas de temps discrétisés sont courts. La réalisation de simulations en utilisant des pas de temps longs nécessiterait indéniablement une boucle de résolution spatiale itérative afin d'évaluer la température du coulis thermique en considérant les températures des parois des tubes descendant et ascendant au pas de temps présent. Ainsi, la solution numérique ne pourrait pas être réalisée nœud par nœud sans approches itératives.

4.7.1 Algorithme de résolution numérique

La forme implicite du système d'équations algébriques résultant nécessite une solution par approche itérative. La méthode de résolution choisie consiste à résoudre de façon séparée, à chaque pas de temps et nœud par nœud les équations respectives du réfrigérant, de la paroi du tube, du coulis et du puits géothermique. Une technique simple de substitution réalisée de façon itérative permet d'assurer le couplage entre les différentes régions modélisées. Un facteur de relaxation est appliqué lors des substitutions afin de faciliter la convergence des équations. (*Voir Figure 4.12*)

Les étapes générales de résolution de l'échangeur réfrigérant-sol sont les suivantes pour chaque pas de temps en résolvant nœud par nœud:

1. Les variables dépendantes du réfrigérant (m_i , p_i , h_i) à l'entrée de l'échangeur sont imposées en fonction des conditions de simulation pour le premier volume de contrôle. Pour les volumes de contrôles subséquents, les variables dépendantes du réfrigérant à l'interface d'entrée valent les variables dépendantes du réfrigérant à l'interface de sortie du volume de contrôle précédent.
2. Les valeurs des variables dépendantes du réfrigérant (m_{i+1} , p_{i+1} , h_{i+1}), de la paroi du tube ($T_{hx,i+1}$), du coulis thermique ($T_{coulis,i+1}$) et du puits géothermique ($T_{B,i+1}$) sont initialement considérées comme étant leur valeur au pas de temps précédent (ou à la condition initiale pour le premier pas de temps).
3. En fonction des valeurs des variables dépendantes du réfrigérant, diverses propriétés thermodynamiques du réfrigérant sont évaluées: masse volumique, titre en vapeur, viscosité, etc.
4. La fraction de vide (α) est évaluée, l'équation de continuité (4.72) est résolue et le débit massique (m_{i+1}) du réfrigérant à l'interface de sortie du volume de contrôle est évalué.

5. Le coefficient de friction (τ_w) est évalué puis l'équation de quantité de mouvement (4.73) est résolue et la pression (p_{i+1}) du réfrigérant à l'interface de sortie du volume de contrôle est évaluée.
6. Le coefficient de transfert de chaleur (H_r) est évalué puis l'équation de conservation d'énergie (4.74) est résolue et l'enthalpie (h_{i+1}) du réfrigérant à l'interface de sortie du volume de contrôle est évaluée.
7. L'équation de conservation d'énergie de la paroi du tube (4.75) est résolue et la température de la paroi du tube du volume de contrôle est évaluée : $T_{hx,i+1}$
8. L'équation de conservation d'énergie du coulis thermique (4.76) est résolue et la température du coulis thermique du volume de contrôle est évaluée : $T_{coulis,i+1}$
9. L'équation de diffusion de chaleur dans le sol (4.67) est résolue et la température de la paroi du puits géothermique du volume de contrôle est évaluée : $T_{B,i+1}$
10. Les valeurs des variables évaluées (m_{i+1} , p_{i+1} , h_{i+1} , $T_{hx,i+1}$, $T_{coulis,i+1}$ et $T_{B,i+1}$) sont comparées avec les valeurs initialement posées en 2). Si la différence entre les valeurs évaluées et les valeurs imposées est plus petite qu'un petit nombre ϵ , il y a convergence et la solution se poursuit avec le volume de contrôle suivant. Autrement, en imposant un paramètre de relaxation, de nouvelles valeurs de variables dépendantes sont posées et la solution recommence à l'étape 3.

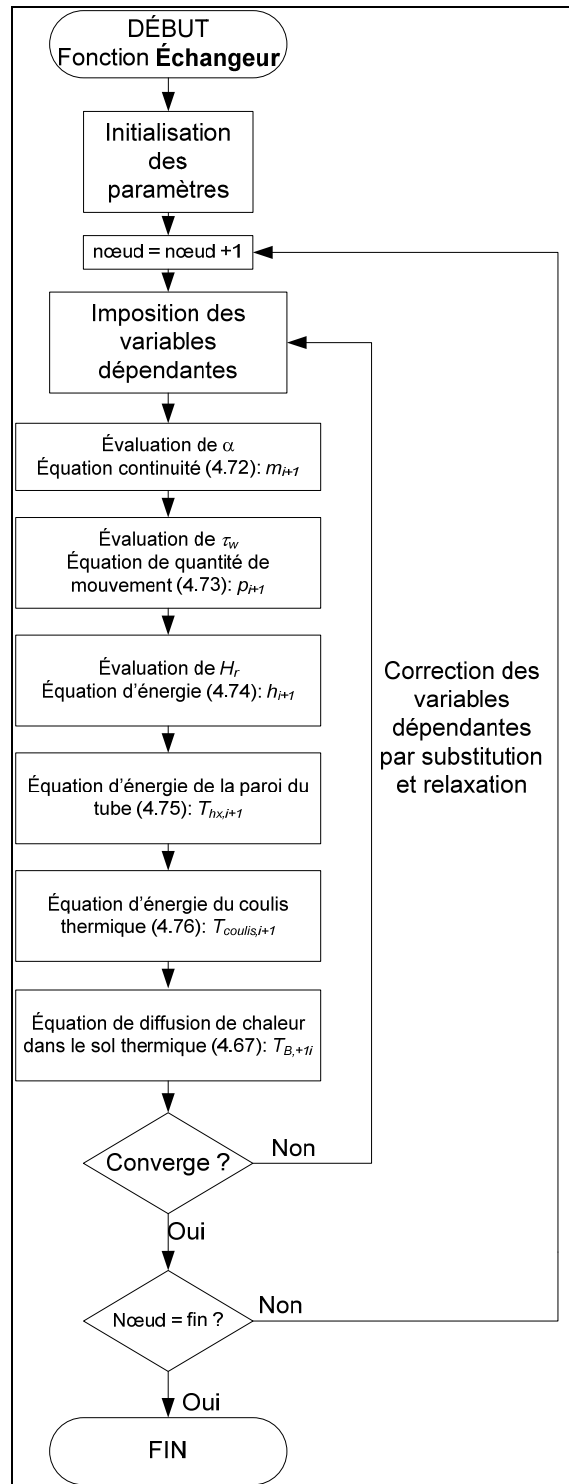


Figure 4.12 Algorithme de résolution numérique d'un échangeur de chaleur réfrigérant-sol

4.8 Résumé

Ce chapitre a porté sur la présentation du développement du modèle numérique dynamique d'un échangeur de chaleur réfrigérant-sol constitué d'un tube en U orienté verticalement. L'une des particularités de ce type d'échangeur de chaleur réside au niveau de l'échange de chaleur diffusif et transitoire comme condition aux frontières de la paroi du tube.

Dans un premier temps, les équations gouvernantes de continuité, d'énergie et de quantité de mouvement ont été présentées afin de modéliser le comportement dynamique de l'écoulement du réfrigérant dans les tubes. Une attention particulière a été portée à la considération des effets gravitationnels sur la composante de pression; l'échangeur étant constitué de longs tubes verticaux. Cette considération est généralement négligée dans les modèles dynamiques d'échangeurs de chaleur de systèmes frigorifiques pour lesquels ces échangeurs sont habituellement compacts.

Le modèle permet de considérer l'écoulement monophasique (liquide ou vapeur) ainsi que diphasique. Les équations gouvernantes étant définies de façon identique pour les deux types d'écoulement, la distinction comportementale entre ces types d'écoulements est réalisée au niveau des corrélations empiriques permettant de déterminer le coefficient de frottement, le coefficient de convection ainsi que la fraction de vide (pour l'écoulement diphasique seulement). Cette fraction de vide permet de considérer un écoulement diphasique comme étant homogène tout en considérant un certain glissement de vitesse entre les phases liquide et vapeur.

En second lieu, le modèle transitoire de la paroi du tube a été développé en considérant un bilan énergétique pour cette composante. Le modèle développé permet de considérer les effets d'interférence thermique résultant de la proximité des tubes ascendant et descendant dans le puits géothermique.

Par la suite, le modèle transitoire du coulis du puits géothermique comprenant un tube ascendant, un tube descendant et le sol environnant comme conditions aux frontières a été

développé. Ce modèle permet de déterminer la température du coulis thermique du puits en considérant la présence d'écoulement de réfrigérant dans les tubes ascendant et descendant ainsi que le transfert de chaleur diffusif et transitoire dans le sol.

Le dernier modèle présenté consiste à la modélisation du transfert de chaleur diffusif et transitoire dans le sol en considérant une réponse à une impulsion de température à l'aide d'un algorithme rapide. Ce modèle s'avère d'une grande utilité afin de réaliser des simulations avec des temps de calculs réduits.

Dernièrement, l'algorithme de résolution numérique des modèles précédents a été présenté. L'algorithme a été développé en priorisant une résolution nœud par nœud avec boucle itérative le long du domaine discrétisé. Cette approche permet de faciliter l'intégration des modèles entre eux et facilite la convergence de la solution.

CHAPITRE 5

MONTAGE EXPÉRIMENTAL

Comme discuté à la section 3.4, on retrouve peu de publications scientifiques portant sur la modélisation ou le comportement expérimental de pompes à chaleur géothermiques à expansion directe. Le but de la recherche consiste ainsi à développer des modèles de simulation ainsi qu'à acquérir des résultats expérimentaux à l'égard du fonctionnement de pompes à chaleur géothermiques à expansion directe afin de contribuer à l'amélioration de l'état des connaissances globales sur ce type de système énergétique. La réalisation de tests expérimentaux constitue donc une part importante de la présente thèse puisque ces résultats permettront de valider les modèles de simulation développés, d'observer le fonctionnement dynamique caractéristique du système et de quantifier le comportement énergétique du système global ainsi que de certaines composantes particulières.

Afin de réaliser les résultats expérimentaux, une pompe à chaleur géothermique à expansion directe a été installée dans les laboratoires du Centre de Technologie Thermique de l'École de technologie supérieure. Ce système a été instrumenté et les données expérimentales sont recueillies à l'aide d'un système d'acquisition de données relié à un ordinateur personnel.

Les sections suivantes présenteront initialement la conception du banc d'essai incluant les techniques de mesure. Par la suite, les données expérimentales permettant d'analyser le comportement global du système en mode chauffage ainsi qu'en mode climatisation seront présentées. Afin de mieux cerner le fonctionnement caractéristique de composantes particulières, à savoir l'échangeur géothermique et les valves de détente, les résultats propres à ces composantes seront analysés.

5.1 Techniques de mesure

Une pompe à chaleur géothermique à expansion directe a été offerte par le manufacturier Maritime Geothermal. L'unité offerte est le modèle DXWG-45. L'unité a été installée dans

les laboratoires du Centre de Technologie Thermique de l'École de technologie supérieure et est raccordée à trois puits géothermiques forés dans le sol sur le terrain adjacent au bâtiment dans lequel est installé le système. Le descriptif général du système est le suivant:

- Capacité nominale de climatisation de 10 kW.
- Fluide frigorigène R-22 (chlorodifluorométhane).
- Compresseur de type alternatif à piston du manufacturier Tecumseh, modèle AVA5538EXN et d'une puissance nominale de 2.24 kW.
- Échangeur de chaleur réfrigérant-eau à tubes coaxiaux de capacité nominale de 17.6 kW en mode chauffage (Turbotec BTSS-60). Cet échangeur est du côté du bâtiment.
- En mode climatisation, une seule valve de détente Parker SE5-VX100 de capacité nominale de 17 kW est utilisée.
- En mode chauffage, trois valves de détente de marque Danfoss modèle TUBE 068U2162 de capacité nominale de 2.6 kW sont utilisées.
- L'échangeur géothermique est constitué de trois boucles en parallèle insérées dans des puits géothermiques forés dans le sol.

Plusieurs instruments de mesure ont été installés sur le système afin de mesurer divers paramètres physiques pertinents pour l'analyse comportementale et énergétique du système global et de ses composantes. La section suivante décrit ces instruments de mesure.

5.1.1 Instrumentation

La présentation de l'instrumentation du système sera divisée en trois sections: *i)* circuit frigorifique à l'intérieur du bâtiment, *ii)* circuit frigorifique au niveau des puits géothermiques et *iii)* circuit de la boucle d'eau du côté du bâtiment.

5.1.1.1 Circuit frigorifique à l'intérieur du bâtiment

Les instruments de mesure installés sur le circuit frigorifique à l'intérieur du bâtiment ont pour objectifs de mesurer le comportement énergétique de certaines composantes et du

système global ainsi que d'analyser leur fonctionnement caractéristique. Les différents organes à être analysés sont les suivants:

- Le compresseur alternatif.
- L'échangeur de chaleur réfrigérant-eau à tubes coaxiaux.
- L'accumulateur.
- La valve de détente de climatisation.
- Chacune des trois valves de détente de chauffage.
- Chacune des trois valves d'activation des puits géothermiques en climatisation.
- Chacune des trois boucles constituant l'échangeur géothermique.

Afin de quantifier diverses propriétés thermodynamiques nécessaires à l'analyse énergétique et comportementale du système et de ses composantes, plusieurs instruments de mesure sont employés. Ces instruments ainsi que leur utilité et leur localisation sont décrits ci-après. Les Tableau 5.1 à Tableau 5.3 présentent les paramètres mesurés ainsi que leur nom et leur localisation.

a) Capteur de pression

Les capteurs de pression installés sur le circuit frigorifique permettent d'obtenir l'une des propriétés nécessaires pour l'évaluation de l'enthalpie du fluide frigorigène à un endroit spécifique du circuit. Un total de dix capteurs de pression est installé sur le circuit frigorifique. Ces capteurs de la compagnie OMEGA sont de modèles PX-219-300-GI. Ils permettent de mesurer une pression effective dans le circuit entre 0 et 2089 kPa et fournissent en conséquence sur cette étendue de mesure une sortie électrique de 4 à 20 mA.

Les dix capteurs de pression sont stratégiquement installés aux endroits suivants:

- Au niveau du compresseur, il y a un capteur sur la ligne d'aspiration et un capteur sur la ligne de refoulement.
- Au niveau de la valve de détente thermostatique de climatisation, il y a un capteur en amont et un capteur en aval de cet élément détendeur.

- Au niveau des boucles géothermiques, il y a un capteur en amont et un capteur en aval de chacune des trois boucles (pour un total de six capteurs au niveau des boucles géothermiques).

b) Thermocouples

Les thermocouples installés sur le circuit frigorifique permettent d'obtenir l'une des propriétés nécessaires pour l'évaluation de l'enthalpie du fluide frigorigène à un endroit spécifique du circuit. Les thermocouples installés sont des thermocouples de surface de type K. Il y a un total de 17 thermocouples installés sur le circuit frigorifique situé à l'intérieur du bâtiment. Ces thermocouples sont stratégiquement installés aux endroits suivants:

- Au niveau du compresseur, il y a un thermocouple sur la ligne d'aspiration et un thermocouple sur la ligne de refoulement.
- Au niveau de la valve de détente thermostatique de climatisation, il y a un thermocouple en amont et un thermocouple en aval de cet élément détenteur.
- Au niveau des boucles géothermiques, il y a un thermocouple en amont et un thermocouple en aval de chacune des trois boucles (pour un total de six capteurs).
- Il y a un thermocouple situé sur la canalisation reliant chacune des trois valves d'activation des puits géothermiques en climatisation au collecteur des trois valves d'activation de climatisation (pour un total de trois thermocouples).
- Il y a un thermocouple situé sur le collecteur des trois valves d'activation de climatisation.
- Il y a un thermocouple situé sur la canalisation reliant la valve d'inversion et l'accumulateur.
- Au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau, il y a un thermocouple en amont et un thermocouple en aval de cet élément.

c) Débitmètre à effet Coriolis

Un débitmètre à effet Coriolis a été installé sur la canalisation de refoulement du compresseur du cycle frigorifique. Ce débitmètre permet d'évaluer le débit total de réfrigérant refoulé par le compresseur et circulant dans le circuit frigorifique.

Le débitmètre est de marque Micro Motion modèle F séries.

d) Pince ampèremétrique

Pour mesurer la puissance électrique appelée par le compresseur une pince ampèremétrique et a été installée du côté de l'alimentation électrique du compresseur. Des lectures ponctuelles de voltage et de facteur de puissance ont été réalisées afin de déterminer la puissance électrique.

Tableau 5.1 Températures mesurées au niveau du circuit frigorifique

Nom de la valeur	Type de mesure/ Type d'instrument	Localisation physique	Paramètre mesuré
Débit_total	Débit de réfrigérant/Débit mètre Coriolis	Conduite de refoulement entre le compresseur et la valve d'inversion	Débit massique total de réfrigérant au refoulement du compresseur
Débit_Puits_1	Débit de réfrigérant/Débit mètre thermique	Conduite la valve d'activation de climatisation #1 entre la boucle #1	Débit massique de réfrigérant : - À la sortie de la boucle #1 (mode chauffage) - À l'entrée de la boucle #1 (mode chauffage)
Débit_Puits_2	Débit de réfrigérant/Débit mètre thermique	Conduite la valve d'activation de climatisation #2 entre la boucle #2	Débit massique de réfrigérant : - À la sortie de la boucle #2 (mode chauffage) - À l'entrée de la boucle #2 (mode chauffage)
Débit_Puits_3	Débit de réfrigérant/Débit mètre thermique	Conduite la valve d'activation de climatisation #3 entre la boucle #3	Débit massique de réfrigérant : - À la sortie de la boucle #3 (mode chauffage) - À l'entrée de la boucle #3 (mode chauffage)
Puissance	Puissance	Entrée électrique du compresseur	Puissance électrique consommée par le compresseur

Tableau 5.2 Pressions mesurées au niveau du circuit frigorifique

Nom de la valeur	Type de mesure/ Type d'instrument	Localisation physique	Paramètre mesuré
P ₁	Pression/ Capteur de pression PX-219-300GI	Ligne d'aspiration du compresseur	Pression du réfrigérant à l'entrée du compresseur
P ₂	Pression/ Capteur de pression PX-219-300GI	Ligne de refoulement du compresseur	Pression du réfrigérant à la sortie du compresseur
P ₃	Pression/ Capteur de pression PX-219-300GI	Conduite entre le filtre et la valve de détente de climatisation	Pression du réfrigérant: - À la sortie du condenseur (mode chauffage) - À la sortie de la valve de détente (mode climatisation)
P ₄	Pression/ Capteur de pression PX-219-300GI	Conduite entre la valve de détente de climatisation et les valves antiretour des boucles géothermiques	Pression du réfrigérant: - À la sortie du condenseur (mode climatisation)
P _{1_L}	Pression/ Capteur de pression PX-219-300GI	Conduite entre la valve de détente de la boucle #1 et la boucle #1	Pression du réfrigérant de la boucle #1: - À l'entrée de la boucle #1 (évaporateur; mode chauffage) - À la sortie de la boucle #1 (condenseur; mode climatisation)
P _{2_L}	Pression/ Capteur de pression PX-219-300GI Thermocouple de surface de Type K	Conduite entre la valve de détente de la boucle #2 et la boucle #2	Pression du réfrigérant de la boucle #2: - À l'entrée de la boucle #2 (évaporateur; mode chauffage) - À la sortie de la boucle #2 (condenseur; mode climatisation)
P _{3_L}	Pression/ Capteur de pression PX-219-300GI	Conduite entre la valve de détente de la boucle #3 et la boucle #3	Pression du réfrigérant de la boucle #3: - À l'entrée de la boucle #3 (évaporateur; mode chauffage) - À la sortie de la boucle #3 (condenseur; mode climatisation)
P _{1_v}	Pression/ Capteur de pression PX-219-300GI	Conduite entre la valve d'activation de climatisation de la boucle #1 et la boucle #1	Pression du réfrigérant de la boucle #1: - À la sortie de la boucle #1 (évaporateur; mode chauffage) - À l'entrée de la boucle #1 (condenseur; mode climatisation)
P _{2_v}	Pression/ Capteur de pression PX-219-300GI Thermocouple de surface de Type K	Conduite entre la valve d'activation de climatisation de la boucle #2 et la boucle #2	Pression du réfrigérant de la boucle #2: - À la sortie de la boucle #2 (évaporateur; mode chauffage) - À l'entrée de la boucle #2 (condenseur; mode climatisation)
P _{3_v}	Pression/ Capteur de pression PX-219-300GI	Conduite entre la valve d'activation de climatisation de la boucle #3 et la boucle #3	Pression du réfrigérant de la boucle #3: - À la sortie de la boucle #3 (évaporateur; mode chauffage) - À l'entrée de la boucle #3 (condenseur; mode climatisation)

Tableau 5.3 Températures mesurées au niveau du circuit frigorifique

Nom de la valeur	Type de mesure/ Type d'instrument	Localisation physique	Paramètre mesuré
Tcomp_in	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Ligne d'aspiration du compresseur	Température du réfrigérant à l'entrée du compresseur
Tcomp_out	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Ligne de refoulement du compresseur	Température du réfrigérant à la sortie du compresseur
T_acc_in	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Ligne d'aspiration entre la valve d'inversion et l'accumulateur	Température du réfrigérant à l'entrée de l'accumulateur
Tcond_in	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Conduite entre l'échangeur réfrigérant-eau et la valve d'inversion	Température du réfrigérant: - À l'entrée du condenseur (mode chauffage) - À la sortie de l'évaporateur (mode climatisation)
Tcond_out	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Conduite entre l'échangeur réfrigérant-eau et le filtre	Température du réfrigérant: - À la sortie du condenseur (mode chauffage) - À l'entrée de l'évaporateur (mode climatisation)
TXV_in	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Conduite entre le filtre et la valve de détente de climatisation	Température du réfrigérant: - À la sortie du condenseur (mode chauffage) - À la sortie de la valve de détente (mode climatisation)
TXV_out	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Conduite entre la valve de détente de climatisation et les valves antiretour des boucles	Température du réfrigérant: - À la sortie du condenseur (mode climatisation)
T _{1_L}	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Conduite entre la valve de détente de la boucle #1 et la boucle #1	Température du réfrigérant de la boucle #1: - À l'entrée de la boucle #1 (évaporateur; mode chauffage) - À la sortie de la boucle #1 (condenseur; mode climatisation)
T _{2_L}	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Conduite entre la valve de détente de la boucle #2 et la boucle #2	Température du réfrigérant de la boucle #2: - À l'entrée de la boucle #2 (évaporateur; mode chauffage) - À la sortie de la boucle #2 (condenseur; mode climatisation)
T _{3_L}	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Conduite entre la valve de détente de la boucle #3 et la boucle #3	Température du réfrigérant de la boucle #3: - À l'entrée de la boucle #3 (évaporateur; mode chauffage) - À la sortie de la boucle #3 (condenseur; mode climatisation)

Nom de la valeur	Type de mesure/ Type d'instrument	Localisation physique	Paramètre mesuré
T _{1_V}	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Conduite entre la valve d'activation de climatisation de la boucle #1 et la boucle #1	Température du réfrigérant de la boucle #1: - À la sortie de la boucle #1 (évaporateur; mode chauffage) - À l'entrée de la boucle #1 (condenseur; mode climatisation)
T _{2_V}	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Conduite entre la valve d'activation de climatisation de la boucle #2 et la boucle #2	Température du réfrigérant de la boucle #2: - À la sortie de la boucle #2 (évaporateur; mode chauffage) - À l'entrée de la boucle #2 (condenseur; mode climatisation)
T _{3_V}	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Conduite entre la valve d'activation de climatisation de la boucle #3 et la boucle #3	Température du réfrigérant de la boucle #3: - À la sortie de la boucle #3 (évaporateur; mode chauffage) - À l'entrée de la boucle #3 (condenseur; mode climatisation)
T _{1_man_V}	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Conduite entre la valve d'activation de climatisation de la boucle #1 et la valve d'inversion	Température du réfrigérant de la boucle #1: - À la sortie la valve d'activation de climatisation de la boucle #1 (évaporateur; mode chauffage) - À l'entrée la valve d'activation de climatisation de la boucle #1 (condenseur; mode climatisation)
T _{2_man_V}	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Conduite entre la valve d'activation de climatisation de la boucle #2 et la valve d'inversion	Température du réfrigérant de la boucle #2: - À la sortie la valve d'activation de climatisation de la boucle #2 (évaporateur; mode chauffage) - À l'entrée la valve d'activation de climatisation de la boucle #2 (condenseur; mode climatisation)
T _{3_man_V}	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Conduite entre la valve d'activation de climatisation de la boucle #3 et la valve d'inversion	Température du réfrigérant de la boucle #3: - À la sortie la valve d'activation de climatisation de la boucle #3 (évaporateur; mode chauffage) - À l'entrée la valve d'activation de climatisation de la boucle #3 (condenseur; mode climatisation)
T _{man}	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Conduite entre le collecteur des trois valves d'activation de climatisation et la valve d'inversion	Température du réfrigérant au collecteur des trois valves d'activation de climatisation

5.1.1.2 Circuit frigorifique au niveau des puits géothermiques

Les instruments de mesure installés sur le circuit frigorifique au niveau des puits géothermiques ont pour objectifs de mesurer le comportement énergétique de ces derniers, analyser leur fonctionnement caractéristique et quantifier l'échange de chaleur diffusif dans le sol. Afin de réaliser ces prises de mesure, un total de cinq thermocouples par puits géothermique raccordé au circuit frigorifique a été installé (pour un total de 15 thermocouples). Il est à noter que l'installation expérimentale totale comprend deux autres puits géothermiques. L'un de ces deux puits est situé à une distance d'environ 5 mètres de la jonction de surface commune des trois puits raccordés. Ce puits témoin, foré verticalement, permet de mesurer la température dans le sol aux environs des puits raccordés. À cet effet, un total de neuf thermocouples à des profondeurs variant de 2 à 30 mètres y est installé. L'autre puits géothermique, foré aux abords des trois puits raccordés, comprend une boucle géothermique instrumentée avec cinq thermocouples. Toutefois, ce puits n'est pas utilisé dans le cadre du présent projet de recherche.

Les thermocouples installés sont des thermocouples de surface de type T. Le positionnement des thermocouples diffère dans chacun des puits. Le Tableau 5.4 présente les paramètres mesurés ainsi que leur nom et leur localisation.

Pour le puits géothermique #1:

- 1 thermocouple ligne vapeur près de la surface du sol.
- 1 thermocouple ligne liquide près de la surface du sol.
- 1 thermocouple ligne vapeur à 24 mètres de la surface du sol.
- 1 thermocouple ligne liquide à 24 mètres de la surface du sol.
- 1 thermocouple à 30 mètres de la surface du sol au niveau de la jonction entre la ligne liquide et la ligne vapeur.

Pour le puits géothermique #2:

- 1 thermocouple ligne vapeur près de la surface du sol.
- 1 thermocouple ligne liquide près de la surface du sol.

- 1 thermocouple ligne vapeur à 12 mètres de la surface du sol.
- 1 thermocouple ligne liquide à 12 mètres de la surface du sol.
- 1 thermocouple à 30 mètres de la surface du sol au niveau de la jonction entre la ligne liquide et la ligne vapeur.

Pour le puits géothermique #3:

- 1 thermocouple ligne vapeur près de la surface du sol.
- 1 thermocouple ligne liquide près de la surface du sol.
- 1 thermocouple ligne vapeur à 6 mètres de la surface du sol.
- 1 thermocouple ligne liquide à 6 mètres de la surface du sol.
- 1 thermocouple à 30 mètres de la surface du sol au niveau de la jonction entre la ligne liquide et la ligne vapeur.

La figure suivante permet de visualiser l'emplacement de ces thermocouples dans les puits.

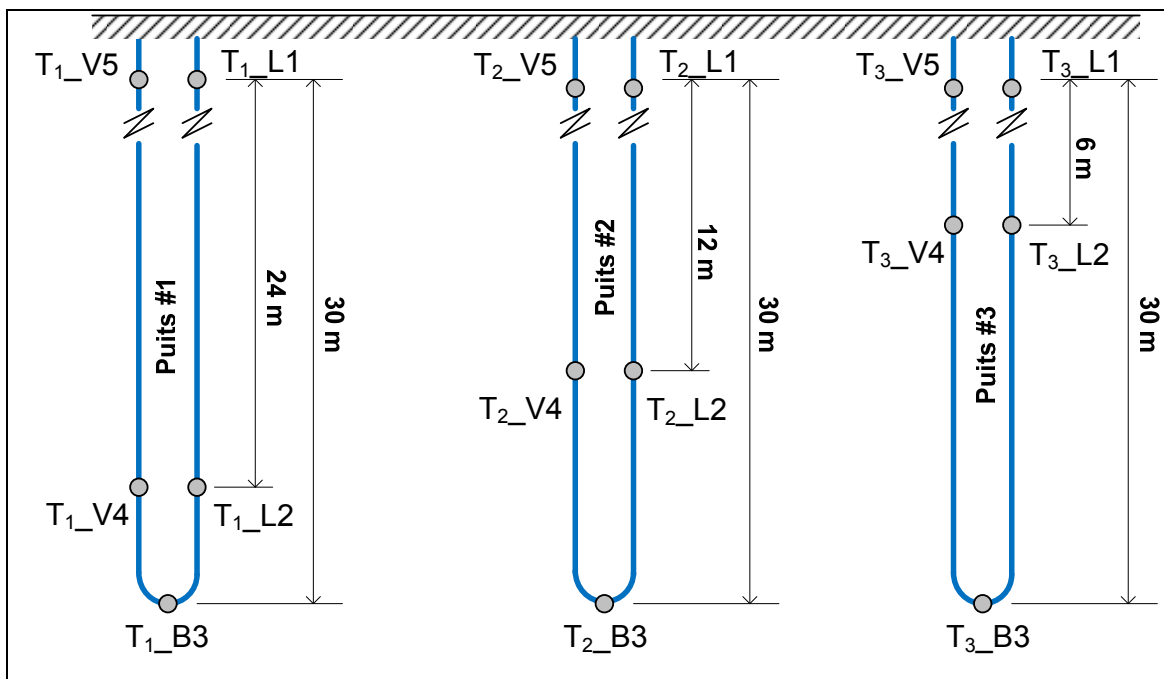


Figure 5.1 Emplacement des thermocouples dans les puits géothermiques

Tableau 5.4 Paramètres mesurés au niveau des puits géothermiques

Nom de la valeur	Type de mesure/ Type d'instrument	Localisation physique	Paramètre mesuré
T _{1_L1}	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Ligne liquide de la boucle #1 près de la surface du sol	Température du réfrigérant dans le puits géothermique #1 - À l'entrée de la boucle #1 (mode chauffage) - À la sortie de la boucle #1 (mode climatisation)
T _{1_L2}	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Ligne liquide de la boucle #1 à 24 mètres de la surface du sol	Température du réfrigérant dans le puits géothermique #1 - Ligne liquide descendante de la boucle #1 (mode chauffage) - Ligne liquide ascendante de la boucle #1 (mode climatisation)
T _{1_B3}	Température/ Thermocouple de surface de Type K	À la jonction de la ligne liquide et de la ligne vapeur de la boucle #1 à 30 mètres de la surface du sol	Température du réfrigérant à 30 mètres de profondeur dans le puits géothermique #1
T _{1_V4}	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Ligne vapeur de la boucle #1 à 24 mètres de la surface du sol	Température du réfrigérant dans le puits géothermique #1 - Ligne vapeur ascendante de la boucle #1 (mode chauffage) - Ligne vapeur descendante de la boucle #1 (mode climatisation)
T _{1_V5}	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Ligne vapeur de la boucle #1 près de la surface du sol	Température du réfrigérant dans le puits géothermique #1 - À la sortie de la boucle #1 (mode chauffage) - À l'entrée de la boucle #1 (mode climatisation)
T _{2_L1}	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Ligne liquide de la boucle #2 près de la surface du sol	Température du réfrigérant dans le puits géothermique #2 - À l'entrée de la boucle #2 (mode chauffage) - À la sortie de la boucle #2 (mode climatisation)
T _{2_L2}	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Ligne liquide de la boucle #2 à 12 mètres de la surface du sol	Température du réfrigérant dans le puits géothermique #2 - Ligne liquide descendante de la boucle #2 (mode chauffage) - Ligne liquide ascendante de la boucle #2 (mode climatisation)
T _{2_B3}	Température/ Thermocouple de surface de Type K	À la jonction de la ligne liquide et de la ligne vapeur de la boucle #2 à 30 mètres de la surface du sol	Température du réfrigérant à 30 mètres de profondeur dans le puits géothermique #2

Nom de la valeur	Type de mesure/ Type d'instrument	Localisation physique	Paramètre mesuré
T _{2_V4}	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Ligne vapeur de la boucle #2 à 12 mètres de la surface du sol	Température du réfrigérant dans le puits géothermique #2 - Ligne vapeur ascendante de la boucle #2 (mode chauffage) - Ligne vapeur descendante de la boucle #2 (mode climatisation)
T _{3_V5}	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Ligne vapeur de la boucle #2 près de la surface du sol	Température du réfrigérant dans le puits géothermique #2 - À la sortie de la boucle #2 (mode chauffage) - À l'entrée de la boucle #2 (mode climatisation)
T _{3_L1}	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Ligne liquide de la boucle #3 près de la surface du sol	Température du réfrigérant dans le puits géothermique #3 - À l'entrée de la boucle #3 (mode chauffage) - À la sortie de la boucle #3 (mode climatisation)
T _{3_L2}	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Ligne liquide de la boucle #3 à 6 mètres de la surface du sol	Température du réfrigérant dans le puits géothermique #3 - Ligne liquide descendante de la boucle #3 (mode chauffage) - Ligne liquide ascendante de la boucle #3 (mode climatisation)
T _{3_B3}	Température/ Thermocouple de surface de Type K	À la jonction de la ligne liquide et de la ligne vapeur de la boucle #3 à 30 mètres de la surface du sol	Température du réfrigérant à 30 mètres de profondeur dans le puits géothermique #3
T _{3_V4}	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Ligne vapeur de la boucle #3 à 6 mètres de la surface du sol	Température du réfrigérant dans le puits géothermique #3 - Ligne vapeur ascendante de la boucle #3 (mode chauffage) - Ligne vapeur descendante de la boucle #1 (mode climatisation)
T _{3_V5}	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Ligne vapeur de la boucle #3 près de la surface du sol	Température du réfrigérant dans le puits géothermique #3 - À la sortie de la boucle #3 (mode chauffage) - À l'entrée de la boucle #3 (mode climatisation)

5.1.1.3 Circuit de la boucle d'eau du côté du bâtiment

Les instruments de mesure installés sur le circuit de la boucle d'eau du côté du bâtiment ont pour objectifs de permettre l'analyse énergétique de la puissance thermique échangée entre le réfrigérant et l'eau au niveau de l'échangeur de chaleur à tubes coaxiaux. Afin de réaliser ces prises de mesure, un total de quatre thermocouples ainsi qu'un débitmètre à turbine ont été installés sur le circuit de la boucle d'eau.

Les thermocouples sont des thermocouples de surface de type K. Deux thermocouples sont positionnés sur la canalisation dans laquelle circule l'eau en amont de la pompe à chaleur et deux thermocouples canalisation dans laquelle circule l'eau en aval de la pompe à chaleur.

Le débitmètre est un débitmètre à turbine de marque OMEGA modèle FTB792 avec une étendue de mesure de 0.126 à 1.26 L/s, une sortie électrique de 4 à 20 mA ainsi qu'un indicateur digital.

Le Tableau 5.5 présente les paramètres mesurés ainsi que leur nom et leur localisation.

Tableau 5.5 Paramètres mesurés au niveau de la boucle d'eau

Nom de la valeur	Type de mesure/ Type d'instrument	Localisation physique	Paramètre mesuré
Teau_in ₁	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Conduite d'eau à l'entrée de la pompe à chaleur	Température de l'eau à l'entrée de l'échangeur réfrigérant-eau
Teau_in ₂	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Conduite d'eau à l'entrée de la pompe à chaleur	Température de l'eau à l'entrée de l'échangeur réfrigérant-eau
Teau_out ₁	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Conduite d'eau à la sortie de la pompe à chaleur	Température de l'eau à la sortie de l'échangeur réfrigérant-eau
Teau_out ₂	Température/ Thermocouple de surface de Type K	Conduite d'eau à la sortie de la pompe à chaleur	Température de l'eau à la sortie de l'échangeur réfrigérant-eau
Débit_eau	Débit volumique/ Débitmètre à turbine	Conduite d'eau à l'entrée de la pompe à chaleur	Débit volumique de l'eau de l'échangeur réfrigérant-eau

5.1.2 Système d'acquisition de données

Un système d'acquisition de données permet de faire l'acquisition des signaux des instruments. Ce système est composé de différents modules de type SCXI de la compagnie National Instruments et d'un ordinateur.

La pompe à chaleur comportant un ordinateur de bord, certains signaux provenant de cet ordinateur sont acquis. De plus, les signaux permettant le démarrage/arrêt du système ainsi que son mode de fonctionnement sont gérés par le système d'acquisition de données.

La liste des éléments composant le système d'acquisition de données est la suivante:

Un châssis SCXI-1001

Ce châssis permet de loger, d'alimenter et de faire le routage des signaux de 12 modules SCXI distincts. Le système actuel comprend six modules SCXI tels que décrits ci-après.

Un module SCXI-1600

Ce module d'acquisition de données et de contrôle s'installe dans le châssis SCXI-1001 et permet de faire l'acquisition des données et le contrôle de tous les modules du châssis ainsi que la communication avec un ordinateur personnel via une connexion USB 2.0.

Un module SCXI-1161

Ce module permet de faire de la commutation générale et consiste en huit relais indépendants. Pour le système actuel, ce module permet de contrôler le départ et l'arrêt du compresseur ainsi que l'activation de la valve d'inversion du cycle frigorifique à l'aide de l'ordinateur personnel.

Deux modules SCXI-1100

Ces modules d'entrées analogiques permettent de faire l'acquisition d'entrées en millivolt, en tension ou en courant. Ils possèdent 32 voies multiplexées dans un seul amplificateur de gain

d'instrumentation programmable. Pour le système actuel, chaque module utilise un bloc de terminaisons SCXI-1300 tel que décrit ci-dessous.

Deux blocs de terminaisons SCXI-1300

Ces blocs de terminaisons permettent de connecter les signaux d'entrées aux modules SCXI-1100. L'un des blocs possède les signaux d'entrées des capteurs de pression et l'autre bloc possède les signaux de la pince ampèremétrique ainsi que les signaux des débitmètres de réfrigérant et du débitmètre d'eau.

Deux modules SCXI-1102

Ces modules sont destinés spécifiquement aux mesures par thermocouples. Ils partagent une architecture commune où chaque entrée inclut un amplificateur d'instrumentation et un filtre passe-bas de 2 Hz. Pour le système actuel, chaque module utilise un bloc de terminaisons SCXI-1303 tel que décrit ci-dessous.

Deux blocs de terminaisons SCXI-1303

Ces blocs de terminaisons sont spécialement conçus pour les mesures de thermocouples et possèdent une construction isotherme minimisant les erreurs causées par les gradients de température entre les connecteurs et le capteur de la jonction froide. Pour le système actuel, l'un des blocs possède les signaux de tous les thermocouples dans le sol alors que l'autre bloc possède les signaux des thermocouples au niveau de la machine frigorifique et de la boucle d'eau.

Un bloc de terminaisons CB-68LPR

Ce bloc de terminaisons possède 68 terminaisons à vis et permet des connexions de signaux d'entrée/sortie analogiques et digitaux. Pour le système actuel, ce bloc de terminaison permet de faire l'acquisition des signaux digitaux provenant de l'ordinateur de bord de la pompe à chaleur. Ces signaux permettent de connaître l'état d'activation du compresseur, de la valve d'inversion et de valve d'activation de climatisation de chacune des trois boucles géothermiques.

L'interface utilisateur pour le système d'acquisition des données a été réalisée à l'aide du logiciel LabView de National Instruments. L'application développée permet de réaliser:

- L'acquisition des données provenant des instruments du banc d'essai.
- L'affichage numérique et graphique ainsi que l'enregistrement dans un fichier de sauvegarde des données provenant des instruments du banc d'essai.
- Le contrôle du fonctionnement de la pompe à chaleur. Ce contrôle permet de procéder à la mise en marche et l'arrêt du compresseur du système ainsi qu'à l'activation de la valve d'inversion du cycle selon le mode de fonctionnement voulu (chauffage ou climatisation). Ces actions peuvent être activées manuellement à l'aide de boutons virtuels selon les besoins de l'utilisateur ou encore être préprogrammées selon des séquences de fonctionnement préétablies selon l'utilisateur. Ce dernier mode permet de réaliser des tests à long terme avec des séquences d'arrêt/départ du compresseur préétablies.
- Le calcul en temps réel de différents bilans énergétiques au niveau de certaines composantes spécifiques du système, ainsi que leur affichage numérique et graphique. Afin de rendre les calculs rapides, des routines d'évaluation des propriétés du réfrigérant ont été développées dans l'environnement MatLab et intégrées dans l'application LabView. Ainsi, différents bilans énergétiques sont évalués en temps réel et présentés à l'utilisateur par l'interface. De plus, ces bilans sont enregistrés, au même titre que les données provenant des instruments, dans un fichier de sauvegarde pour faciliter le traitement ultérieur des résultats.

5.2 Évaluation des paramètres et bilans énergétiques

Lors du fonctionnement du système, en plus des valeurs mesurées, plusieurs paramètres sont évalués ou calculés afin de faciliter l'analyse du comportement énergétique et de fonctionnement global de la pompe à chaleur et de ses composantes. Ces paramètres sont présentés dans les sections suivantes pour le mode chauffage et le mode climatisation séparément. Il est à noter que la liste des paramètres calculés présentée n'est pas exhaustive et que certains paramètres calculés seront définis dans les chapitres subséquents lorsque nécessaire.

Tel qu'elles seront présentées dans les sections subséquentes, plusieurs propriétés du réfrigérant doivent être évaluées. Pour ce faire, l'évaluation de ces propriétés thermodynamiques est réalisée à l'aide des routines de calcul intégrées dans l'application LabView en utilisant en référence les données du logiciel Refprop7.0 de NIST.

Il est également à noter que l'état du réfrigérant à certains endroits et certains moments peut se retrouver sous forme de mélange diphasique dans le circuit frigorifique alors que l'état usuel est considéré être soit liquide comprimé ou vapeur surchauffée. Puisque l'instrumentation présente sur le banc d'essai ne permet pas d'évaluer précisément l'état du réfrigérant en mélange diphasique, nous considérerons que pour l'évaluation de certaines propriétés l'état thermodynamique du réfrigérant peut être celui soit du liquide saturé ou de la vapeur saturée si la présence de mélange diphasique survient. Les seuls endroits dans le circuit pour lesquelles nous considérons usuel la présence de mélange diphasique sont à la sortie des éléments détenteurs. Pour les autres endroits, la présence de mélange diphasique peut résulter d'un état transitoire ou être signe de la présence d'une anomalie de fonctionnement du système.

5.2.1 Évaluation des paramètres et bilans énergétiques en mode chauffage

5.2.1.1 Échangeur de chaleur réfrigérant-eau (condenseur)

Calcul du transfert de chaleur dans l'eau (q_{eau_cond})

Puisque la variation de température du côté de l'eau entre l'entrée et la sortie est faible, la température de l'eau à l'entrée de l'échangeur est considérée valoir la moyenne arithmétique des deux lectures de température de l'eau à cet endroit et la température de l'eau à la sortie de l'échangeur est considérée valoir la moyenne arithmétique des deux lectures de température de l'eau à cet endroit.

$$T_{eau_in} = \frac{T_{eau_in1} + T_{eau_in2}}{2} \quad (5.1)$$

$$T_{eau_out} = \frac{T_{eau_out1} + T_{eau_out2}}{2} \quad (5.2)$$

$$m_e = \frac{Débit_eau \times \rho_{eau}}{1000} \quad (5.3)$$

$$q_{eau_cond} = m_{eau} C_{p_e} (T_{eau_out} - T_{eau_in}) \quad (5.4)$$

où:

$Débit_eau$	débit volumique d'eau (L/s)
ρ	masse volumique de l'eau (kg/m ³)
m_{eau}	débit massique d'eau (kg/s)
C_{p_e}	chaleur massique de l'eau (kJ/kg·K)

Calcul du transfert de chaleur au niveau du réfrigérant ($q_{ref,cond_eau}$)

Le calcul de ce transfert de chaleur nécessite l'évaluation de l'enthalpie du réfrigérant à l'entrée et à la sortie de l'échangeur. Pour évaluer l'enthalpie du réfrigérant à l'entrée du condenseur (h_{cond_in}) les valeurs suivantes sont utilisées:

$$h_{cond_in} \text{ (kJ/kg)} = \text{fct}(T_{cond_in}; P_2)$$

Pour évaluer l'enthalpie du réfrigérant à la sortie du condenseur (h_{cond_out}) les valeurs suivantes sont utilisées:

$$h_{cond_out} \text{ (kJ/kg)} = \min[\text{fct}(T_{cond_out}; P_3), \text{fct}(x=0; P_3)]$$

Ainsi le calcul du transfert de chaleur se fait selon:

$$q_{ref,cond} = m_{ref} (h_{cond_in} - h_{cond_out}) \quad (5.5)$$

où

m_{ref} débit massique total de réfrigérant (kg/s)

Calcul de la perte de charge du réfrigérant dans l'échangeur ($\Delta P_{ref,cond_eau}$)

Le calcul de cette perte de charge s'effectue directement en fonction de la différence de pression du réfrigérant entre l'entrée et la sortie de l'échangeur:

$$\Delta P_{ref,cond} = P_2 - P_1 \quad (5.6)$$

Évaluation de la température de condensation du réfrigérant dans l'échangeur

L'évaluation de la température de condensation du réfrigérant est réalisée en considérant la température de saturation du réfrigérant à la pression mesurée. Ainsi les températures de condensation du réfrigérant à l'entrée et à la sortie de l'échangeur sont respectivement évaluées selon:

$$T_{condensation_in} = fct(P_2)$$

$$T_{condensation_out} = fct(P_3)$$

5.2.1.2 Échangeur de chaleur réfrigérant-sol (évaporateur)

L'échangeur de chaleur réfrigérant-sol est constitué de trois boucles en parallèle. Il est possible de réaliser un bilan énergétique global pour cet échangeur et également d'analyser séparément l'échange thermique pour chaque boucle.

Calcul du transfert de chaleur total de l'échangeur au niveau du réfrigérant ($q_{ref,sol}$)

Le calcul de ce transfert de chaleur nécessite l'évaluation de l'enthalpie du réfrigérant à l'entrée et à la sortie de l'échangeur. Pour évaluer l'enthalpie du réfrigérant à l'entrée de l'échangeur ($h_{sol,in}$) les valeurs suivantes sont utilisées:

$$h_{sol,in} \text{ (kJ/kg)} = \min[\text{fct}(\text{TXV}_{out}; P_3), \text{fct}(x=0; P_3)]$$

Pour évaluer l'enthalpie du réfrigérant à la sortie de l'échangeur ($h_{sol,out}$) les valeurs suivantes sont utilisées:

$$h_{sol,out} \text{ (kJ/kg)} = \max[\text{fct}(T_{man}; P_1), \text{fct}(x=1; P_1)]$$

Ainsi le calcul du transfert de chaleur se fait selon:

$$q_{ref,sol} = m_{ref}(h_{sol,out} - h_{sol,in}) \quad (5.7)$$

où

m_{ref} Débit massique total de réfrigérant (kg/s)

Calcul du transfert de chaleur total linéique de l'échangeur au niveau du réfrigérant ($q'_{ref,sol} \text{ (Wm}^{-1}\text{)}$)

Le calcul de ce transfert de chaleur est fonction de la profondeur totale des puits géothermiques. Ainsi, pour les 3 boucles activées, la profondeur de puits géothermiques est de 90 mètres:

$$q'_{ref,sol} = \frac{q_{ref,sol}}{\text{Profondeur de Puits}} \quad (5.8)$$

Calcul du transfert de chaleur de chaque boucle géothermique au niveau du réfrigérant ($q_{ref,boucle1}, q_{ref,boucle2}, q_{ref,boucle3}$)

Le calcul de ce transfert de chaleur nécessite l'évaluation de l'enthalpie du réfrigérant à l'entrée et à la sortie de chacune des boucles. Pour évaluer l'enthalpie du réfrigérant à l'entrée de chaque boucle ($h_{1,L}, h_{2,L}, h_{3,L}$), il est considéré que la détente au travers les éléments

détendeurs est isenthalpique. Ainsi la valeur de l'enthalpie à l'entrée de chaque boucle est considérée valoir l'enthalpie évaluée en fonction de P_3 et TXV_{out} :

$$h_{1,L} \text{ (kJ/kg)} = \min[\text{fct}(TXV_{out}; P_3), \text{fct}(x=0; P_3)]$$

$$h_{2,L} \text{ (kJ/kg)} = \min[\text{fct}(TXV_{out}; P_3), \text{fct}(x=0; P_3)]$$

$$h_{3,L} \text{ (kJ/kg)} = \min[\text{fct}(TXV_{out}; P_3), \text{fct}(x=0; P_3)]$$

Pour évaluer l'enthalpie du réfrigérant à la sortie de chaque boucle ($h_{1,V}$, $h_{2,V}$, $h_{3,V}$) les valeurs suivantes sont utilisées:

$$h_{1,V} \text{ (kJ/kg)} = \max[\text{fct}(T_{1,V}; P_{1,V}), \text{fct}(x=1; P_{1,V})]$$

$$h_{2,V} \text{ (kJ/kg)} = \max[\text{fct}(T_{2,V}; P_{2,V}), \text{fct}(x=1; P_{2,V})]$$

$$h_{3,V} \text{ (kJ/kg)} = \max[\text{fct}(T_{3,V}; P_{3,V}), \text{fct}(x=1; P_{3,V})]$$

Ainsi le calcul du transfert de chaleur se fait selon:

$$q_{ref,boucle1} = m_{ref,boucle1} (h_{1,V} - h_{1,L}) \quad (5.9)$$

$$q_{ref,boucle2} = m_{ref,boucle2} (h_{2,V} - h_{2,L}) \quad (5.10)$$

$$q_{ref,boucle3} = m_{ref,boucle3} (h_{3,V} - h_{3,L}) \quad (5.11)$$

où:

$m_{ref,boucle1}$ débit massique de réfrigérant dans la boucle #1 (kg/s)

$m_{ref,boucle2}$ débit massique de réfrigérant dans la boucle #2 (kg/s)

$m_{ref,boucle3}$ débit massique de réfrigérant dans la boucle #3 (kg/s)

Calcul de la perte de charge du réfrigérant dans chaque boucle ($\Delta P_{ref,boucle1}$, $\Delta P_{ref,boucle2}$, $\Delta P_{ref,boucle3}$)

Le calcul de cette perte de charge s'effectue directement en fonction de la différence de pression du réfrigérant entre l'entrée et la sortie de chacune des boucles:

$$\Delta P_{ref,boucl1} = P_{1,L} - P_{1,V} \quad (5.12)$$

$$\Delta P_{ref,boucl2} = P_{2,L} - P_{2,V} \quad (5.13)$$

$$\Delta P_{ref,boucl3} = P_{3,L} - P_{3,V} \quad (5.14)$$

Évaluation de la surchauffe globale du réfrigérant à la sortie de l'échangeur (*Surchauffe_{sol}*)

L'évaluation de la surchauffe à la sortie de l'échangeur est réalisée en soustrayant la température de saturation du réfrigérant à la pression mesurée à la sortie de l'échangeur de la température du réfrigérant à la sortie de l'échangeur:

$$T_{\text{évaporation,sol_out}} = \text{fct}(P_1)$$

$$Surchauffe_{sol} = \max[T_{man} - T_{\text{évaporation,sol_out}}, 0] \quad (5.15)$$

Évaluation de la surchauffe du réfrigérant de chaque boucle géothermique (*Surchauffe_{boucle1}*, *Surchauffe_{boucle2}*, *Surchauffe_{boucle3}*)

L'évaluation de la surchauffe à la sortie de chaque boucle est réalisée en soustrayant la température de saturation du réfrigérant à la pression mesurée à la sortie chaque boucle de la température du réfrigérant à la sortie chaque boucle:

$$T_{\text{évaporation,boucle1_out}} = \text{fct}(P_{1,V})$$

$$T_{\text{évaporation,boucle2_out}} = \text{fct}(P_{2,V})$$

$$T_{\text{évaporation,boucle3_out}} = \text{fct}(P_{3,V})$$

$$Surchauffe_{boucl1} = \max[T_{1,V} - T_{\text{évaporation,boucl1_out}}, 0] \quad (5.16)$$

$$Surchauffe_{boucl2} = \max[T_{2,V} - T_{\text{évaporation,boucl2_out}}, 0] \quad (5.17)$$

$$Surchauffe_{boucl3} = \max[T_{3,V} - T_{\text{évaporation,boucl3_out}}, 0] \quad (5.18)$$

5.2.1.3 Compresseur

Au niveau du compresseur, des mesures sont effectuées du côté du réfrigérant ainsi que de l'alimentation électrique. La mesure du facteur de puissance pour différents tests effectués donne une valeur pratiquement constante de 0.98. Cette valeur est en accord avec les données du fabricant du compresseur pour lesquelles le facteur de puissance vaut entre 0.98 et 0.99 pour une plage étendue de conditions de fonctionnement.

Le volume déplacé par le compresseur pour un cycle tel que donné par le fabricant vaut 63.78 cm^3 . En considérant une fréquence du réseau électrique de 60 Hz, le débit volumique théorique (V_d) déplacé vaut $3.828 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$.

Calcul de la puissance électrique consommée au niveau du compresseur (*Puissance_{électrique}*)

Le calcul de cette puissance électrique est fonction du voltage (V), du courant (I) et du facteur de puissance (FP) mesurés au compresseur.

$$Puissance_{\text{électrique}} = VI \times FP = VI \times 0.98 \quad (5.19)$$

Calcul de la puissance transmise au réfrigérant au niveau du compresseur (*Puissance_{ref}*)

Le calcul de cette puissance nécessite l'évaluation de l'enthalpie du réfrigérant à l'entrée et à la sortie du compresseur:

$$h_1 (\text{kJ/kg}) = \max[\text{fct}(T_{\text{comp_in}}; P_1), \text{fct}(x=1; P_1)]$$

$$h_2 (\text{kJ/kg}) = \text{fct}(T_{\text{comp_out}}; P_2)$$

$$Puissance_{\text{ref}} = m_{\text{ref}}(h_2 - h_1) \quad (5.20)$$

où:

m_{ref} débit massique total de réfrigérant (kg/s)

Évaluation de la surchauffe globale du réfrigérant à l'entrée du compresseur (*Surchauffe_{comp}*)

L'évaluation de la surchauffe à l'entrée du compresseur est réalisée en soustrayant la température de saturation du réfrigérant évaluée à la pression mesurée à l'entrée du compresseur de la température du réfrigérant à l'entrée du compresseur:

$$T_{\text{évaporation,comp}} = \text{fct}(P_1)$$

$$Surchauffe_{comp} = \max[T_{comp_in} - T_{\text{évaporation,comp}}, 0] \quad (5.21)$$

Évaluation du rendement global du compresseur (*η_{compresseur}*)

Le rendement global du compresseur peut être évalué selon :

$$\eta_{compresseur} = \frac{Puissance_{ref}}{Puissance_{\text{électrique}}} \quad (5.22)$$

Évaluation du rendement volumétrique du compresseur (*η_{volumétrique}*)

Le rendement volumétrique du compresseur peut être évalué selon :

$$\eta_{volumétrique} = \frac{m_{ref}}{\rho_{comp,in} V_d} \quad (5.23)$$

Évaluation du rendement isentropique du compresseur (*η_{isentropique}*)

Le rendement isentropique du compresseur peut être évalué selon :

$$\eta_{isentropique} = \frac{h_{comp,out,s} - h_{comp,in}}{h_{comp,out} - h_{comp,in}} \quad (5.24)$$

où:

$h_{comp,out,s}$ enthalpie selon une compression isentropique (kJ/kg)

La valeur de $h_{comp,out,s}$ est évaluée selon:

$$h_{comp,out,s} \text{ (kJ/kg)} = \text{fct}(P_2; s_2=s_1)$$

5.2.1.4 Tuyauterie

Les principales composantes du circuit frigorifique sont reliées entre elles par des tuyaux de cuivre. Il est possible de réaliser des bilans énergétiques sur ces tuyaux. Nous négligeons les pertes de charge dans ces tuyaux.

Calcul du transfert de chaleur au niveau du tuyau reliant le compresseur au condenseur ($Pertes_{tuyau1}$)

Le calcul de ce transfert de chaleur nécessite l'évaluation de l'enthalpie du réfrigérant à l'entrée et à la sortie du tuyau. Les valeurs suivantes sont utilisées:

$$h_{tuyau1,in} \text{ (kJ/kg)} = \text{fct}(T_{comp_out}; P_2)$$

$$h_{tuyau1,out} \text{ (kJ/kg)} = \text{fct}(T_{cond_in}; P_2)$$

$$Pertes_{tuyau1} = m_{ref}(h_{tuyau1,in} - h_{tuyau1,out}) \quad (5.25)$$

Calcul du transfert de chaleur au niveau du tuyau reliant le condenseur au collecteur des boucles géothermiques ($Pertes_{tuyau2}$)

Le calcul de ce transfert de chaleur nécessite l'évaluation de l'enthalpie du réfrigérant à l'entrée et à la sortie du tuyau. Les valeurs suivantes sont utilisées:

$$h_{tuyau2,in} \text{ (kJ/kg)} = \text{fct}(T_{cond_in}; P_3)$$

$$h_{tuyau2,out} \text{ (kJ/kg)} = \text{fct}(T_{XV,out}; P_3)$$

$$Pertes_{tuyau2} = m_{ref}(h_{tuyau2,in} - h_{tuyau2,out}) \quad (5.26)$$

Calcul du transfert de chaleur au niveau du tuyau reliant les valves de climatisation et le collecteur des lignes vapeur

Le calcul de ce transfert de chaleur nécessite l'évaluation de l'enthalpie du réfrigérant à l'entrée et à la sortie du tuyau. Les valeurs suivantes sont utilisées:

$$h_{tuyau3,in} \text{ (kJ/kg)} = \max[\text{fct}(T_V; P_V), \text{fct}(x=I; P_V)]$$

$$h_{tuyau3,out} \text{ (kJ/kg)} = \max[\text{fct}(T_{man}; P_I), \text{fct}(x=I; P_I)]$$

$$Pertes_{tuyau3} = m_{ref}(h_{tuyau3,in} - h_{tuyau3,out}) \quad (5.27)$$

Calcul du transfert de chaleur au niveau du tuyau reliant les lignes vapeur à l'accumulateur ($Pertes_{tuyau4}$)

Le calcul de ce transfert de chaleur nécessite l'évaluation de l'enthalpie du réfrigérant à l'entrée et à la sortie du tuyau. Les valeurs suivantes sont utilisées:

$$h_{tuyau4,in} \text{ (kJ/kg)} = \max[\text{fct}(T_{man}; P_I), \text{fct}(x=I; P_I)]$$

$$h_{tuyau4,out} \text{ (kJ/kg)} = \max[\text{fct}(T_{acc_in}; P_I), \text{fct}(x=I; P_I)]$$

$$Pertes_{tuyau4} = m_{ref}(h_{tuyau4,in} - h_{tuyau4,out}) \quad (5.28)$$

Calcul du transfert de chaleur au niveau du tuyau reliant l'accumulateur au compresseur ($Pertes_{tuyau5}$)

Le calcul de ce transfert de chaleur nécessite l'évaluation de l'enthalpie du réfrigérant à l'entrée et à la sortie du tuyau. Les valeurs suivantes sont utilisées:

$$h_{tuyau5,in} \text{ (kJ/kg)} = \max[\text{fct}(T_{acc_in}; P_I), \text{fct}(x=I; P_I)]$$

$$h_{tuyau5,out} \text{ (kJ/kg)} = \max[\text{fct}(T_{comp_in}; P_I), \text{fct}(x=I; P_I)]$$

$$Pertes_{tuyau\delta} = m_{ref}(h_{tuyau\delta,in} - h_{tuyau\delta,out}) \quad (5.29)$$

5.2.1.5 Coefficient de performance

Calcul du coefficient de performance global du système (COP)

Le calcul du coefficient de performance global du système est basé sur la quantité d'énergie transmise dans l'eau au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau ainsi que sur la consommation électrique du compresseur du système. Il est à noter que pour ce calcul de COP, les transferts de chaleur au niveau des différentes tuyauteries sont considérés comme des pertes énergétiques tel que vu par le réseau d'eau du bâtiment, le fluide caloporteur. En effet, bien que ces pertes énergétiques se situent au niveau de la machine située à l'intérieur du bâtiment, elles sont considérées non utilisables directement pour le réseau hydronique installé.

$$COP = \frac{q_{eau_cond}}{Puissance} \quad (5.30)$$

Calcul du coefficient de performance thermodynamique du système (COP_{thermo})

Le calcul du coefficient de performance thermodynamique du système est basé sur la quantité totale d'énergie rejetée par le réfrigérant ainsi que sur la puissance énergétique fournie au réfrigérant au niveau du compresseur. Il est à noter que contrairement au calcul du COP, dans le calcul du COP_{thermo} les pertes énergétiques au niveau des différentes tuyauteries sont considérées comme des rejets de chaleur tels que vu par le réfrigérant au même titre que le rejet de chaleur au niveau du condenseur.

$$COP_{thermo} = \frac{q_{eau_cond} + Pertes_{totales}}{Puissance_{ref}} \quad (5.31)$$

où:

$$Pertes_{totales} = Pertes_{\text{tuyau1}} + Pertes_{\text{tuyau2}} + Pertes_{\text{tuyau3}} + Pertes_{\text{tuyau4}} + Pertes_{\text{tuyau5}} \quad (5.32)$$

Calcul du coefficient de performance idéal du système ($COP_{\text{idéal}}$)

Le calcul du coefficient de performance idéal du système est basé sur l'évaluation des performances selon le cycle idéal de réfrigération à compression de vapeur en fonction des paramètres mesurés, à savoir la basse et la haute pression du cycle (P_1 et P_2).

$$COP_{\text{idéal}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (5.33)$$

où:

$$h_1 \text{ (kJ/kg)} = \text{fct}(P_1; x_1 = 1)$$

$$h_2 \text{ (kJ/kg)} = \text{fct}(P_2; s_2 = s_1)$$

$$h_3 \text{ (kJ/kg)} = \text{fct}(P_2; x_3 = 0)$$

Calcul du coefficient de performance de Carnot du système (COP_{Carnot})

Le calcul du coefficient de performance de Carnot du système est basé sur l'évaluation des performances selon une machine frigorifique de Carnot fonction des paramètres mesurés, à savoir la basse et la haute pression du cycle (P_1 et P_2). Les températures sont considérées valoir les températures d'évaporation et de condensation évaluées à la basse et la haute pression respectivement.

$$COP_{\text{Carnot}} = \frac{1}{1 - \frac{T_L}{T_H}} \quad (5.34)$$

où:

$$T_L(K) = \text{fct}(P_1; x_1 = 0)$$

$$T_H(K) = \text{fct}(P_2; x_2 = 0)$$

5.2.2 Évaluation des paramètres et bilans énergétiques en mode climatisation

5.2.2.1 Échangeur de chaleur réfrigérant-eau (évaporateur)

Calcul du transfert de chaleur dans l'eau (q_{eau})

Puisque la variation de température du côté de l'eau entre l'entrée et la sortie est faible, la température de l'eau à l'entrée de l'échangeur est considérée valoir la moyenne arithmétique des deux lectures de température de l'eau à cet endroit et la température de l'eau à la sortie de l'échangeur est considérée valoir la moyenne arithmétique des deux lectures de température de l'eau à cet endroit.

$$T_{eau_in} = \frac{T_{eau_in1} + T_{eau_in2}}{2} \quad (5.35)$$

$$T_{eau_out} = \frac{T_{eau_out1} + T_{eau_out2}}{2} \quad (5.36)$$

$$m_e = \frac{Débit_eau \times \rho_{eau}}{1000} \quad (5.37)$$

$$q_{eau} = m_e C p_e (T_{eau_in} - T_{eau_out}) \quad (5.38)$$

Calcul du transfert de chaleur au niveau du réfrigérant ($q_{ref, evap_eau}$)

Le calcul de ce transfert de chaleur nécessite l'évaluation de l'enthalpie du réfrigérant à l'entrée et à la sortie de l'échangeur. Pour évaluer l'enthalpie du réfrigérant à la sortie de l'évaporateur (h_{evap_out}) les valeurs suivantes sont utilisées:

$$h_{evap_out} (kJ/kg) = \max[\text{fct}(T_{cond_out}; P_1), \text{fct}(x=I; P_1)]$$

Pour évaluer l'enthalpie du réfrigérant à l'entrée de l'évaporateur (h_{evap_in}) il est considéré que la détente au travers la valve de détente thermostatique de climatisation est isenthalpique. Ainsi la valeur de l'enthalpie à l'entrée de l'évaporateur est considérée valoir l'enthalpie évaluée en fonction de P_4 et TXV_{in} :

$$h_{evap_in} \text{ (kJ/kg)} = \text{fct}(TXV_{in}; P_4)$$

Ainsi le calcul du transfert de chaleur se fait selon:

$$q_{ref, evap_eau} = m_{ref} (h_{evap_out} - h_{evap_in}) \quad (5.39)$$

Calcul de la perte de charge du réfrigérant dans l'échangeur ($\Delta P_{ref, evap_eau}$)

Le calcul de cette perte de charge s'effectue directement en fonction de la différence de pression du réfrigérant entre l'entrée et la sortie de l'échangeur:

$$\Delta P_{ref, ref_eau} = P_3 - P_1 \quad (5.40)$$

Évaluation de la température d'évaporation du réfrigérant dans l'échangeur

L'évaluation de la température d'évaporation du réfrigérant est réalisée en considérant la température de saturation du réfrigérant à la pression mesurée. Ainsi les températures d'évaporation du réfrigérant à l'entrée et à la sortie de l'échangeur sont respectivement évaluées selon:

$$T_{evaporation_in} = \text{fct}(P_3)$$

$$T_{evaporation_out} = \text{fct}(P_1)$$

5.2.2.2 Échangeur de chaleur réfrigérant-sol (condenseur)

L'échangeur de chaleur réfrigérant-sol est constitué de trois boucles en parallèle. Il est à noter que seulement une ou une combinaison de deux boucles est simultanément activée selon les spécifications de contrôle de l'ordinateur de bord du système. Il est néanmoins possible de réaliser un bilan énergétique global pour cet échangeur et également d'analyser séparément l'échange thermique pour chaque boucle activée.

Calcul du transfert de chaleur total de l'échangeur au niveau du réfrigérant ($q_{ref,sol}$)

Le calcul de ce transfert de chaleur nécessite l'évaluation de l'enthalpie du réfrigérant à l'entrée et à la sortie de l'échangeur. L'évaluation de ces propriétés thermodynamiques est réalisée à l'aide des routines de calcul intégrées dans l'application LabView. Pour évaluer l'enthalpie du réfrigérant à l'entrée de l'échangeur ($h_{sol,in}$) les valeurs suivantes sont utilisées:

$$h_V(\text{kJ/kg}) = \text{fct}(T_{\text{man}}; P_2)$$

Pour évaluer l'enthalpie du réfrigérant à la sortie de l'échangeur ($h_{sol,out}$) les valeurs suivantes sont utilisées:

$$h_L(\text{kJ/kg}) = \max[\text{fct}(TXV_{in}; P_4), \text{fct}(x=1; P_4)]$$

Ainsi le calcul du transfert de chaleur se fait selon:

$$q_{ref,sol} = m_{ref}(h_V - h_L) \quad (5.41)$$

Calcul du transfert de chaleur de chaque boucle géothermique au niveau du réfrigérant ($q_{ref,boucle1}$, $q_{ref,boucle2}$, $q_{ref,boucle3}$)

Le calcul de ce transfert de chaleur nécessite l'évaluation de l'enthalpie du réfrigérant à l'entrée et à la sortie de chacune des boucles. Pour évaluer l'enthalpie du réfrigérant à l'entrée de chaque boucle ($h_{1,V}$, $h_{2,V}$, $h_{3,V}$), les valeurs suivantes sont utilisées:

$$h_{1,V} \text{ (kJ/kg)} = \text{fct}(T_{1,V}; P_{1,V})$$

$$h_{2,V} \text{ (kJ/kg)} = \text{fct}(T_{2,V}; P_{2,V})$$

$$h_{3,V} \text{ (kJ/kg)} = \text{fct}(T_{3,V}; P_{3,V})$$

Pour évaluer l'enthalpie du réfrigérant à la sortie de chaque boucle ($h_{1,L}$, $h_{2,L}$, $h_{3,L}$) les valeurs suivantes sont utilisées:

$$h_{1,L} \text{ (kJ/kg)} = \max[\text{fct}(T_{1,L}; P_{1,L}), \text{fct}(x=I ; P_{1,L})]$$

$$h_{2,L} \text{ (kJ/kg)} = \max[\text{fct}(T_{2,L}; P_{2,L}), \text{fct}(x=I ; P_{2,L})]$$

$$h_{3,L} \text{ (kJ/kg)} = \max[\text{fct}(T_{3,L}; P_{3,L}), \text{fct}(x=I ; P_{3,L})]$$

Ainsi, le calcul du transfert de chaleur se fait selon:

$$q_{ref,boucle1} = m_{ref,boucle1} (h_{1,V} - h_{1,L}) \quad (5.42)$$

$$q_{ref,boucle2} = m_{ref,boucle2} (h_{2,V} - h_{2,L}) \quad (5.43)$$

$$q_{ref,boucle3} = m_{ref,boucle3} (h_{3,V} - h_{3,L}) \quad (5.44)$$

où:

$m_{ref,boucle1}$ débit massique de réfrigérant dans la boucle 1 (kg/s)

$m_{ref,boucle2}$ débit massique de réfrigérant dans la boucle 2 (kg/s)

$m_{ref,boucle3}$ débit massique de réfrigérant dans la boucle 3 (kg/s)

Calcul de la perte de charge du réfrigérant dans chaque boucle ($\Delta P_{ref,boucle1}$, $\Delta P_{ref,boucle2}$, $\Delta P_{ref,boucle3}$)

Le calcul de cette perte de charge s'effectue directement en fonction de la différence de pression du réfrigérant entre l'entrée et la sortie de chacune des boucles:

$$\Delta P_{ref,boucle1} = P_{1,V} - P_{1,L} \quad (5.45)$$

$$\Delta P_{ref,boucle2} = P_{2,V} - P_{2,L} \quad (5.46)$$

$$\Delta P_{ref,boucle3} = P_{3,V} - P_{3,L} \quad (5.47)$$

Évaluation du sous-refroidissement global du réfrigérant à la sortie de l'échangeur (*Sousrefroidissement_{sol}*)

L'évaluation du sous-refroidissement à la sortie de l'échangeur est réalisée en soustrayant la température de saturation du réfrigérant à la pression mesurée à la sortie de l'échangeur de la température du réfrigérant à la sortie de l'échangeur:

$$T_{condensation,sol_out} = fct(P_4)$$

$$Sousrefroidissement_{sol} = \max[TXV_{in} - T_{condensation,sol_out}, 0] \quad (5.48)$$

Évaluation du sous-refroidissement du réfrigérant de chaque boucle géothermique (*Sousrefroidissement_{boucle1}*, *Sousrefroidissement_{boucle2}*, *Sousrefroidissement_{boucle3}*)

L'évaluation du sous-refroidissement à la sortie de chaque boucle est réalisée en soustrayant la température de saturation du réfrigérant à la pression mesurée à la sortie chaque boucle de la température du réfrigérant à la sortie chaque boucle:

$$T_{condensation,boucle1_out} = fct(P_{1,L})$$

$$T_{condensation,boucle2_out} = fct(P_{2,L})$$

$$T_{condensation,boucle3_out} = fct(P_{3,L})$$

$$Sousrefroidissement_{boucle1} = \max[T_{condensation,boucle1_out} - T_{1,L}, 0] \quad (5.49)$$

$$Sousrefroidissement_{boucle2} = \max[T_{condensation,boucle2_out} - T_{2,L}, 0] \quad (5.50)$$

$$Sousrefroidissement_{boucle3} = \max[T_{condensation,boucle3_out} - T_{3,L}, 0] \quad (5.51)$$

5.2.2.3 Compresseur

Calcul de la puissance transmise dans le réfrigérant au niveau du compresseur (*Puissance_{ref}*)

Le calcul de cette puissance nécessite l'évaluation de l'enthalpie du réfrigérant à l'entrée et à la sortie du compresseur:

$$h_1 \text{ (kJ/kg)} = \max[\text{fct}(T_{\text{comp_in}}; P_1), \text{fct}(x=1; P_1)]$$

$$h_2 \text{ (kJ/kg)} = \text{fct}(T_{\text{comp_out}}; P_2)$$

$$Puissance_{ref} = m_{ref}(h_2 - h_1) \quad (5.52)$$

Évaluation de la surchauffe globale du réfrigérant à l'entrée du compresseur (*Surchauffe_{comp}*)

L'évaluation de la surchauffe à l'entrée du compresseur est réalisée en soustrayant la température de saturation du réfrigérant évaluée à la pression mesurée à l'entrée du compresseur de la température du réfrigérant à l'entrée du compresseur:

$$T_{\text{évaporation,comp}} = \text{fct}(P_1)$$

$$Surchauffe_{comp} = \max[T_{\text{comp_in}} - T_{\text{évaporation,comp}}, 0] \quad (5.53)$$

5.2.2.4 Tuyauterie

Les principales composantes du circuit frigorifique sont reliées entre elles par des tuyaux de cuivre. Il est possible de réaliser des bilans énergétiques sur ces tuyaux. Il est à noter qu'en mode climatisation, les transferts énergétiques au niveau de la tuyauterie peuvent être des gains de chaleur (donc des pertes négatives).

Calcul du transfert de chaleur au niveau du tuyau reliant le compresseur au collecteur-vapeur des boucles géothermiques (*Pertes_{tuyau}*)

Le calcul de ce transfert de chaleur nécessite l'évaluation de l'enthalpie du réfrigérant à l'entrée et à la sortie du tuyau. Les valeurs suivantes sont utilisées:

$$h_{tuyau1,in} \text{ (kJ/kg)} = \text{fct}(T_{comp_out}; P_2)$$

$$h_{tuyau1,out} \text{ (kJ/kg)} = \text{fct}(T_{man}; P_2)$$

$$Pertes_{tuyau1} = m_{ref} (h_{tuyau1,in} - h_{tuyau1,out}) \quad (5.54)$$

Calcul du transfert de chaleur au niveau du tuyau la valve d'expansion à l'évaporateur ($Pertes_{tuyau2}$)

Le calcul de ce transfert de chaleur nécessite l'évaluation de l'enthalpie du réfrigérant à l'entrée et à la sortie du tuyau. Les valeurs suivantes sont utilisées:

$$h_{tuyau2,in} \text{ (kJ/kg)} = \text{fct}(T_{XV,in}; P_3)$$

$$h_{tuyau2,out} \text{ (kJ/kg)} = \text{fct}(T_{evap,in}; P_3)$$

$$Pertes_{tuyau2} = m_{ref} (h_{tuyau2,in} - h_{tuyau2,out}) \quad (5.55)$$

Calcul du transfert de chaleur au niveau du tuyau reliant l'évaporateur à l'accumulateur

Le calcul de ce transfert de chaleur nécessite l'évaluation de l'enthalpie du réfrigérant à l'entrée et à la sortie du tuyau. Les valeurs suivantes sont utilisées:

$$h_{tuyau3,in} \text{ (kJ/kg)} = \max[\text{fct}(T_{evap,out}; P_3), \text{fct}(x=I; P_3)]$$

$$h_{tuyau3,out} \text{ (kJ/kg)} = \max[\text{fct}(T_{acc,in}; P_1), \text{fct}(x=I; P_1)]$$

$$Pertes_{tuyau3} = m_{ref} (h_{tuyau3,in} - h_{tuyau3,out}) \quad (5.56)$$

Calcul du transfert de chaleur au niveau du tuyau reliant l'accumulateur au compresseur ($Pertes_{tuyau4}$)

Le calcul de ce transfert de chaleur nécessite l'évaluation de l'enthalpie du réfrigérant à l'entrée et à la sortie du tuyau. Les valeurs suivantes sont utilisées:

$$h_{\text{tuyau4},in} \text{ (kJ/kg)} = \max[\text{fct}(T_{\text{acc},in}; P_1), \text{fct}(x=I; P_I)]$$

$$h_{\text{tuyau4},out} \text{ (kJ/kg)} = \max[\text{fct}(T_{\text{comp},in}; P_1), \text{fct}(x=I; P_I)]$$

$$Pertes_{\text{tuyau4}} = m_{ref} (h_{\text{tuyau4},in} - h_{\text{tuyau4},out}) \quad (5.57)$$

5.2.2.5 Coefficient de performance

Calcul du coefficient de performance global du système (COP)

Le calcul du coefficient de performance global du système est basé sur la quantité d'énergie transmise dans l'eau au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau ainsi que sur la consommation électrique du compresseur du système. Il est à noter que pour ce calcul de COP, les transferts de chaleur au niveau des différentes tuyauteries sont considérés comme des pertes énergétiques tel que vu par le réseau d'eau du bâtiment, le fluide caloporteur. En effet, bien que ces pertes énergétiques se situent au niveau de la machine située à l'intérieur du bâtiment, elles sont considérées non utilisables directement pour le réseau hydronique installé.

$$COP = \frac{q_{\text{eau}_{cond}}}{Puissance} \quad (5.58)$$

Calcul du coefficient de performance thermodynamique du système (COP_{thermo})

Le calcul du coefficient de performance thermodynamique du système est basé sur la quantité totale d'énergie absorbée par le réfrigérant ainsi que sur la puissance énergétique fournie au réfrigérant au niveau du compresseur. Il est à noter que contrairement au calcul du COP, dans le calcul du COP_{thermo} les pertes énergétiques au niveau des différentes tuyauteries

sont considérées comme des transferts de chaleur tels que vu par le réfrigérant au même titre que l'absorption de chaleur au niveau du condenseur.

$$COP_{thermo} = \frac{q_{eau_cond} + Pertes_{totales}}{Puissance_{ref}} \quad (5.59)$$

où:

$$Pertes_{totales} = Pertes_{tuyau1} + Pertes_{tuyau2} + Pertes_{tuyau3} + Pertes_{tuyau4} + Pertes_{tuyau5} \quad (5.60)$$

Calcul du coefficient de performance idéal du système ($COP_{idéal}$)

Le calcul du coefficient de performance idéal du système est basé sur l'évaluation des performances selon le cycle idéal de réfrigération à compression de vapeur en fonction des paramètres mesurés, à savoir la basse et la haute pression du cycle (P_1 et P_2).

$$COP_{idéal} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (5.61)$$

où:

$$h_1 \text{ (kJ/kg)} = \text{fct}(P_1; x_1 = 0)$$

$$h_2 \text{ (kJ/kg)} = \text{fct}(P_2; s_2 = s_1)$$

$$h_4 \text{ (kJ/kg)} = \text{fct}(P_2; x_3 = 0)$$

Calcul du coefficient de performance de Carnot du système (COP_{Carnot})

Le calcul du coefficient de performance de Carnot du système est basé sur l'évaluation des performances selon une machine frigorifique de Carnot fonction des paramètres mesurés, à savoir la basse et la haute pression du cycle (P_1 et P_2). Les températures sont considérées

valoir les températures d'évaporation et de condensation évaluées à la basse et la haute pression respectivement.

$$COP_{Carnot} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} \quad (5.62)$$

où:

$$T_L (K) = \text{fct}(P_1; x_1 = 0)$$

$$T_H (K) = \text{fct}(P_2; x_2 = 0)$$

5.3 Résumé

Le banc d'essai comportant plusieurs points de mesure, il est essentiel de pouvoir identifier la signification de ces points de mesure lors de l'évaluation des conditions et paramètres d'opérations tant en mode de chauffage qu'en mode de climatisation. Ainsi ce chapitre a mis en évidence les différents instruments installés sur le banc d'essai ainsi que la façon avec laquelle il est possible d'évaluer différents paramètres d'opération du système selon le mode de fonctionnement.

La première partie du chapitre fait état des instruments de mesure installés en précisant leur localisation sur le banc d'essai ainsi que le nom de la variable leur étant attribué. Les différents équipements du système d'acquisition de données ainsi que leurs fonctionnalités sont aussi énumérés.

La deuxième partie du chapitre traite de la façon dont les valeurs mesurées sont utilisées pour évaluer diverses propriétés thermodynamiques ainsi que pour réaliser des bilans énergétiques tant en mode de fonctionnement en chauffage que climatisation.

CHAPITRE 6

RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX DU SYSTÈME GLOBAL EN MODE CLIMATISATION

Les données expérimentales présentées dans cette section visent à permettre l'analyse énergétique globale du système ainsi que ses caractéristiques de fonctionnement en fonction du mode d'opération et des conditions spécifiques d'opération à savoir: mode climatisation pour un fonctionnement continu lors de temps de fonctionnement longs. De plus, il est à noter que ce chapitre présente les résultats de fonctionnement du système en mode de fonctionnement comme prescrit par le manufacturier du système.

Pour l'analyse du système en mode climatisation, nous rappelons que durant ce mode d'opération:

- L'échangeur réfrigérant-eau est l'évaporateur.
- L'échangeur réfrigérant-sol est le condenseur. Ce condenseur est constitué d'une seule boucle ou une combinaison de deux boucles en parallèle.

Lors du fonctionnement de la pompe à chaleur en mode climatisation, l'ordinateur de bord du système contrôle le nombre de boucles géothermiques activées. En fonction des conditions d'opération et des données enregistrées durant l'opération du système (nombres d'heures d'utilisation de chaque boucle), l'ordinateur sélectionne une boucle ou une combinaison de deux boucles géothermiques à activer. Les lignes de récupération des boucles non activées servent à récupérer leur réfrigérant et permettent au système de fonctionner avec la charge totale de réfrigérant. Le réfrigérant circule vers les boucles géothermiques par les valves à trois voies activées. Le réfrigérant est condensé dans les boucles géothermiques et est détendu dans la valve de détente thermostatique de climatisation. Les valves antiretour, situées en aval des valves de détente dédiées au mode chauffage, empêchent le réfrigérant d'y circuler. De plus, la valve de chauffage est fermée durant le mode de climatisation et

empêche le réfrigérant de circuler dans le collecteur de réfrigérant liquide utilisé en mode chauffage.

Durant le fonctionnement normal du système, les boucles activées alternent selon la séquence suivante : boucle #1, boucle #2, boucle #3, boucles #1 et #2, boucles #2 et #3, boucles #1 et #3. L'ordinateur de bord du système change les boucles activées lorsque la haute pression du cycle frigorifique atteint 2150 kPa.

Ainsi, durant le fonctionnement du système en climatisation, le condenseur est un échangeur réfrigérant-sol pouvant être constitué d'une seule boucle ou de deux boucles en parallèle.

6.1 Méthodologie expérimentale

L'un des objectifs de la réalisation de tests expérimentaux consiste à obtenir des données expérimentales permettant la validation des modèles de simulation développés. La méthodologie généralement employée pour les systèmes frigorifiques consiste à faire fonctionner continuellement le système en mode d'opération voulu tout en gardant constantes les conditions d'entrée des fluides secondaires, à savoir leur débit et leur température. De cette façon, après un temps de fonctionnement relativement court, le système opère en régime considéré permanent. L'obtention des résultats expérimentaux pour un fonctionnement en régime permanent facilite généralement les bilans énergétiques ainsi que la validation des modèles de simulation.

L'une des conditions particulières du fonctionnement d'une pompe à chaleur géothermique est le transfert de chaleur diffusif et transitoire du côté de l'échangeur réfrigérant-sol. Dans le système étudié, puisque l'échangeur réfrigérant-sol est une composante intégrale du circuit frigorifique, cet effet est d'autant plus marqué et significatif. Ainsi, l'obtention d'un régime considéré quasi-permanent demande un temps de fonctionnement plus long que les systèmes frigorifiques utilisant deux fluides secondaires comme puits et sources de chaleur. Bien que pour le système étudié le régime permanent ne s'obtient jamais, certaines conditions d'opération considérées quasi-permanentes seront utilisées afin d'obtenir des résultats permettant l'analyse du système.

Pour le système étudié, la méthodologie pour l'obtention de résultats en régime quasi-permanent consiste initialement à maintenir des conditions constantes du côté de l'eau entrant dans l'échangeur de chaleur eau-réfrigérant (à savoir le débit d'eau et la température de l'eau). Par la suite, le système est mis en fonctionnement continu pour un temps de fonctionnement relativement long jusqu'à ce que les conditions d'opération générales du système soient considérées quasi-permanentes. L'obtention de conditions quasi-permanentes est réalisée lorsque la variation temporelle du comportement énergétique du système ou encore le comportement d'une composante particulière est considéré faible pour l'analyse voulue.

6.2 Résultats expérimentaux mode climatisation continu (une boucle activée)

Les tests effectués démontrent que le fonctionnement du système en mode climatisation avec une seule boucle activée est de très courte durée; à savoir moins de cinq minutes. Les résultats durant ce court intervalle de temps sont totalement transitoires et non intéressants pour l'analyse des performances du système. Les résultats présentés dans les sections suivantes porteront ainsi sur le fonctionnement du système avec une paire de boucles activée simultanément.

À titre indicatif, les résultats suivants présentent les données obtenues d'un test effectué pour lequel le système fonctionne en mode climatisation avec la boucle #1 activée. Les résultats avec les autres boucles sont semblables et ne seront donc pas présentés. Le fonctionnement du système avec une seule boucle est de courte durée (130 secondes pour le test présent) et le régime quasi-permanent ne s'obtient pas. Ainsi, les paramètres présentés dans le Tableau 6.1 représentent les valeurs moyennes des 30 dernières secondes du test. Les Figure 6.1 à 6.3 présentent la variation des paramètres d'opération du système pour cet intervalle de temps et démontrent le comportement transitoire du système.

Tableau 6.1 Résultats: Mode climatisation
continu (Boucle #1 activée)

Paramètres mesurés	Période #1	Unités
P_1	583	kPa
P_2	1823	kPa
P_3	670	kPa
P_{1L}	822	kPa
P_{1V}	1681	kPa
$T_{comp,in}$	11.4	°C
$T_{comp,out}$	74.4	°C
T_{1L}	16.5	°C
T_{1V}	58.2	°C
$T_{XV,out}$	11.6	°C
m_{ref}	0.07	kg/s
$T_{eau,in}$	21.6	°C
$T_{eau,out}$	17.3	°C
m_{eau}	0.77	kg/s
Paramètres évalués	Période #1	Unités
$T_{condensation,in}$	47.4	°C
$T_{condensation,out}$	16.5	°C
$T_{évaporation,in}$	9.6	°C
$T_{évaporation,out}$	5.1	°C
$Sous-refroidissement_{boucle1}$	0.3	°C
$Sous-refroidissement_{TXV}$	0.7	°C
$\Delta P_{ref,cond,boucle\#1}$	859	kPa
$\Delta P_{ref,evap}$	87	kPa
Paramètres Calculés	Période #1	Unités
$q_{ref,evap}$	9 187	W
$q_{ref,sol}$	11 012	W
$q'_{ref,sol}$	367	W/m
$Puissance_{ref}$	1 824	W
$Puissance$	3 742	W
COP	3.5	/
COP_{thermo}	3.55	/
$COP_{idéal}$	6.66	/
COP_{Carnot}	7.6	/
$\eta_{compresseur}$	0.49	%
$\eta_{volumétrique}$	0.76	%
$\eta_{isentropique}$	0.76	%

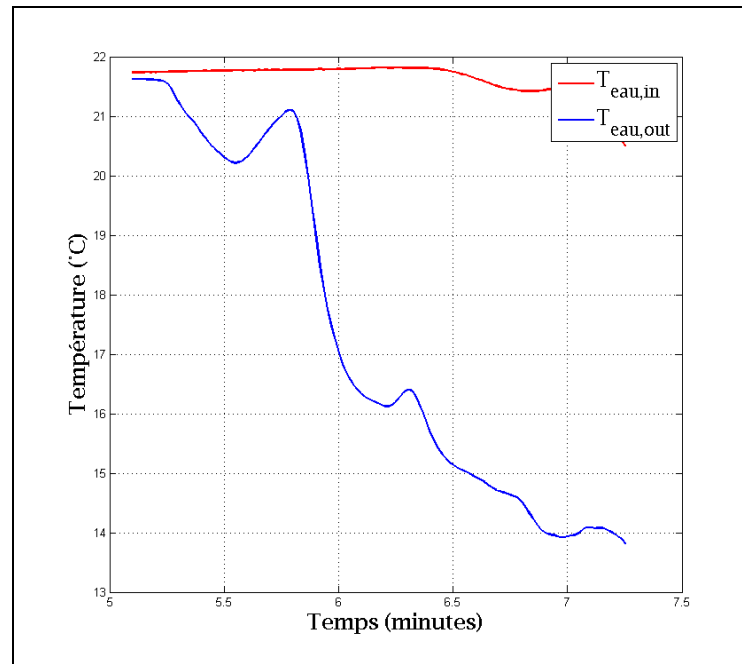


Figure 6.1 Températures de l'eau

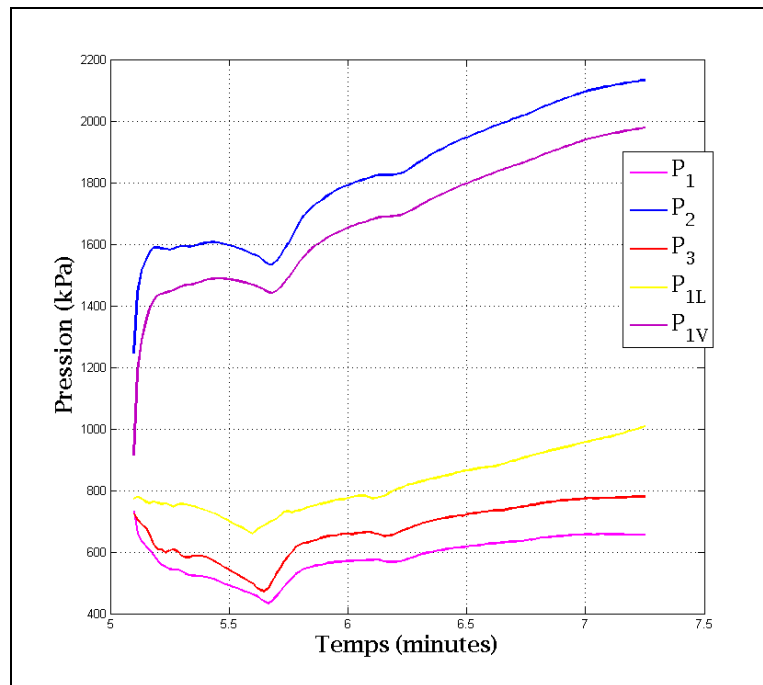


Figure 6.2 Pressions du réfrigérant

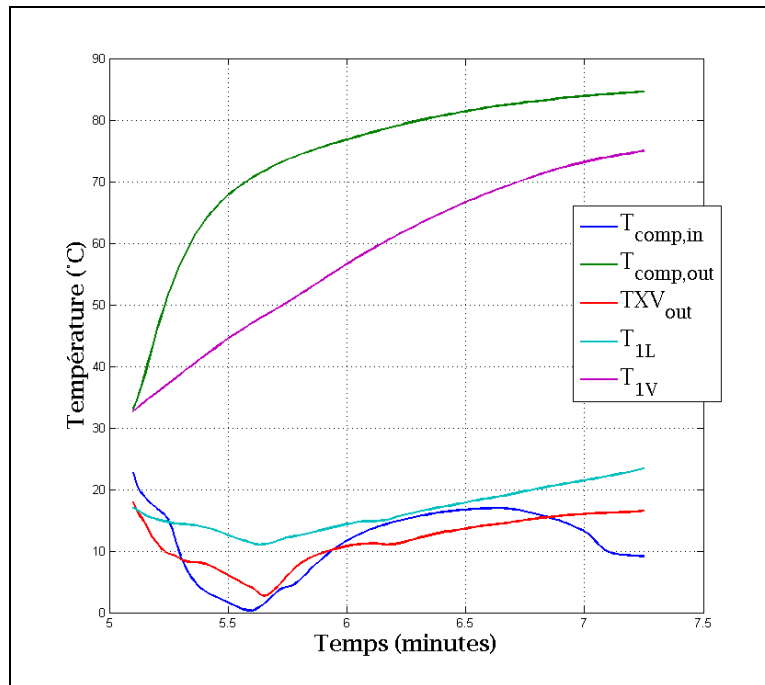


Figure 6.3 Températures du réfrigérant

6.3 Résultats expérimentaux mode climatisation continu (deux boucles activées)

Plusieurs tests expérimentaux ont été réalisés en mode climatisation continu lorsque le système fonctionne avec une paire de boucles activée. Les résultats des tests présentés dans cette section sont considérés comme représentatifs des résultats des autres tests effectués. Ce test, *Mode Climatisation Continu*, est d'une durée totale approximative de 1560 minutes (26 heures). Les détails des conditions de test et des intervalles de tests pour les analyses sont présentés en Annexe (Annexe I à Annexe III).

Le test a été entrepris pour des conditions de sol non perturbé thermiquement; après un temps de repos du système de plus d'une semaine. Au début du test, le fonctionnement avec une seule boucle dure approximativement deux minutes par boucle pour un total de six minutes. Cette période de fonctionnement n'est pas analysée. Par la suite, le fonctionnement avec les boucles #1 et #3 dure près de six heures, celui avec les boucles #2 et #3 environ deux heures et celui avec les boucles #1 et #3 environ deux heures également. Finalement, le fonctionnement du système se fait avec une alternance des paires de boucles selon la

séquence préétablie et la durée de fonctionnement avec une paire de boucles varie d'environ deux heures à moins d'une heure vers la fin du test.

La première séquence avec les boucles #1 et #3 dure plus longtemps (près de six heures) que les autres séquences. Cette situation résulte du fait que ce fonctionnement survient avec des conditions de sol thermiquement non perturbé.

6.3.1 Analyse globale du système; détermination du régime quasi-permanent

La Figure 6.4 présente les températures de l'eau à l'entrée et à la sortie de l'échangeur réfrigérant-eau. Puisque l'eau circule en circuit fermé et échange de la chaleur avec la boucle d'eau mitigée du laboratoire, l'obtention d'une température constante pour l'eau à l'entrée de l'échangeur réfrigérant-eau demande un certain temps et est sujet à des fluctuations causées par l'opération d'autres systèmes raccordés à la boucle d'eau mitigée. Il est néanmoins possible de remarquer que la température de l'eau devient en régime quasi-permanent après environ 30 minutes de test. Par la suite, la température demeure relativement stable pour les besoins de l'analyse.

Les Figure 6.5 et Figure 6.6 présentent respectivement les pressions et les températures du réfrigérant. On observe que les pressions et températures évoluent durant les 30 premières minutes du test en fonction de l'évolution de la température de l'eau à l'entrée de l'échangeur réfrigérant-eau. Par la suite, la variation des variables est plus graduelle. Cette variation graduelle des variables est majoritairement attribuable au phénomène diffusif et transitoire de transfert de chaleur dans le sol au niveau de l'échangeur réfrigérant-sol.

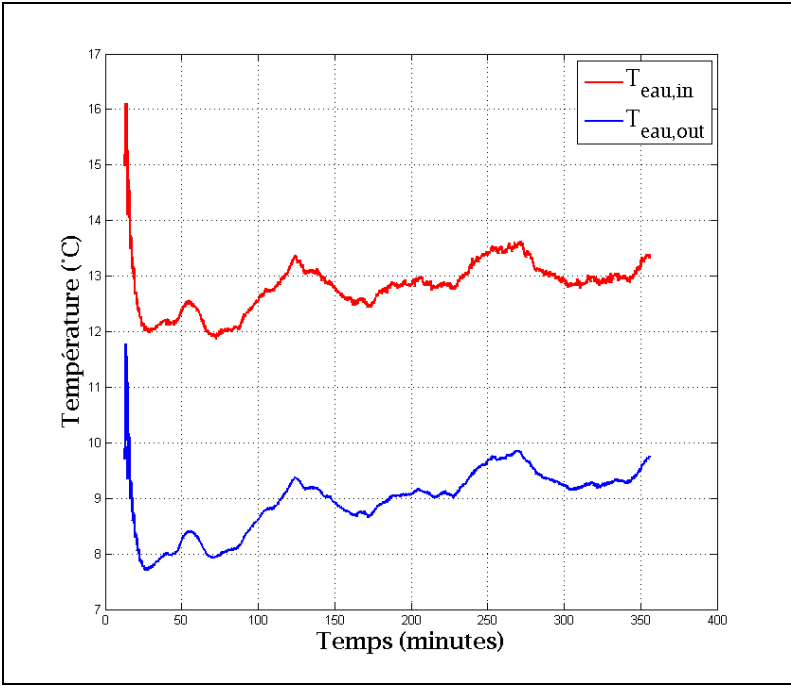


Figure 6.4 Températures de l'eau

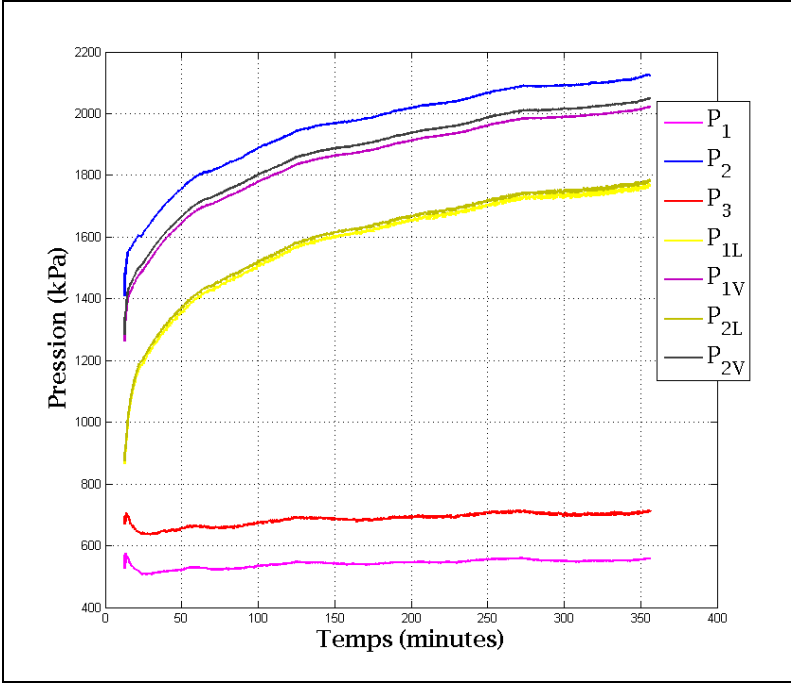


Figure 6.5 Pressions du réfrigérant

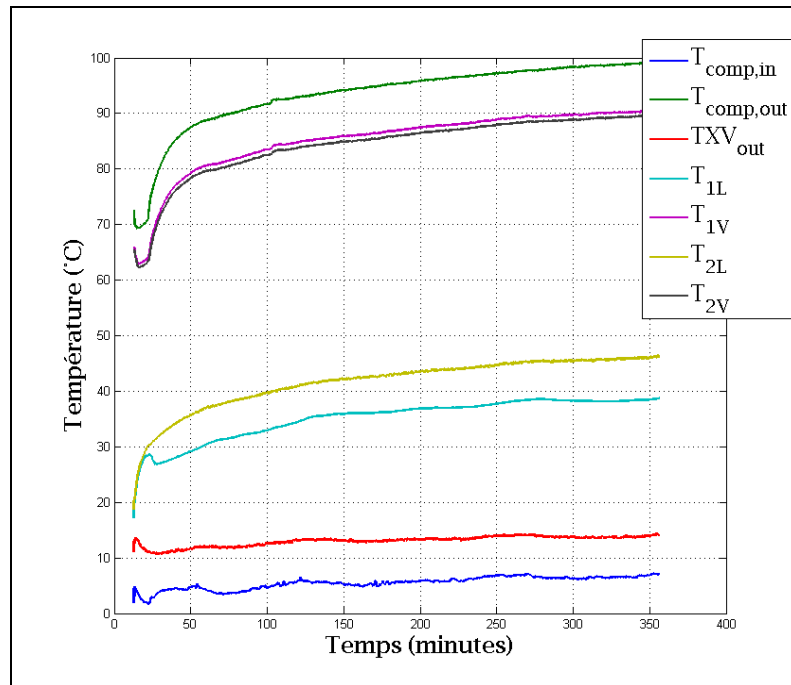


Figure 6.6 Températures du réfrigérant

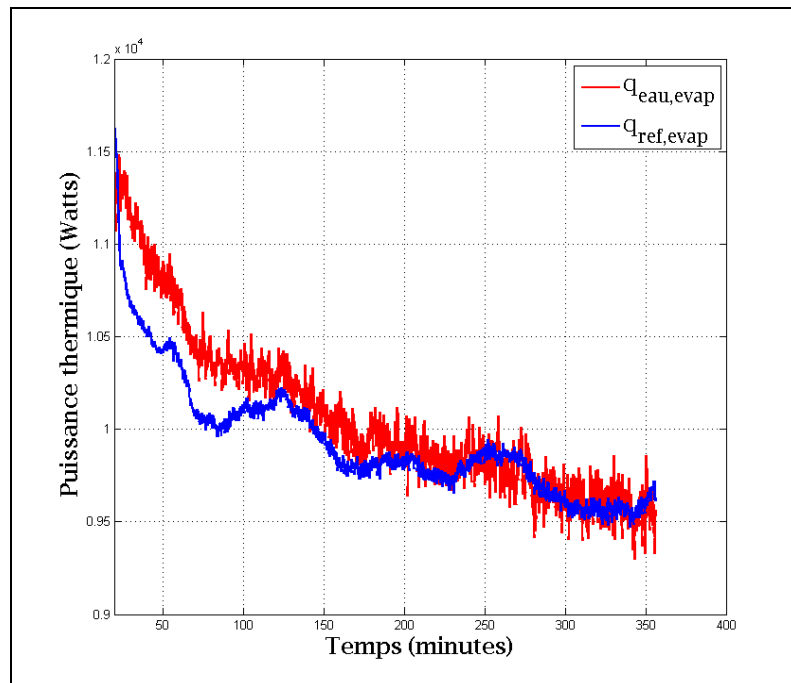


Figure 6.7 Puissance thermique au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau

Sur la Figure 6.6 on observe que la température T_{2L} est supérieure à la température T_{1L} . Cette situation, à priori inattendue, résulte du phénomène de déséquilibre de débit massique dans les boucles en parallèle tel que nous le présenterons dans le chapitre suivant. Tel que nous le présenterons ultérieurement, l'état du réfrigérant à la sortie de la boucle #2 est en mélange diphasique alors que celui de la boucle #1 est en liquide comprimé.

La Figure 6.7 montre la variation des puissances thermiques au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau. Les puissances thermiques diminuent considérablement lors des premières 30 minutes de tests et diminuent graduellement par la suite. La diminution initiale des puissances thermiques est en accord avec la diminution initiale de la température de l'eau à l'entrée de l'échangeur réfrigérant-eau. En effet, pour tout système frigorifique, la diminution de la température du fluide caloporteur secondaire au niveau de l'évaporateur a pour conséquence de diminuer l'absorption de chaleur au niveau de cet évaporateur.

Par la suite, la diminution graduelle des puissances thermiques lors du fonctionnement en régime quasi-permanent est attribuable au transfert de chaleur diffusif et transitoire au niveau de l'échangeur réfrigérant-sol. Le rejet de chaleur au niveau de l'échangeur réfrigérant-sol a pour effet d'augmenter graduellement la température du sol au voisinage des puits géothermiques. Cette augmentation de température entraîne une diminution du taux de condensation du réfrigérant et par conséquent une augmentation de la pression du réfrigérant dans cet organe. Cette augmentation de pression a pour effet d'augmenter l'enthalpie du réfrigérant à la sortie du condenseur et conséquemment augmenter l'enthalpie à l'entrée de l'évaporateur. L'augmentation de l'enthalpie à l'entrée de l'évaporateur contribue à diminuer l'absorption de chaleur au niveau de cet organe. La Figure 6.8 illustre bien la variation des conditions de fonctionnement du cycle frigorifique. Il est possible de remarquer que les conditions à la sortie de l'évaporateur varient peu comparativement aux conditions à l'entrée.

Bien que le régime permanent ne soit jamais obtenu pour ce mode d'opération, le régime quasi-permanent est considéré comme acceptable pour l'évaluation des performances ainsi

que pour la validation des prises de mesures expérimentales. Ainsi, à moins qu'il ne le soit mentionné autrement, pour la majorité des résultats expérimentaux présentés dans cette thèse il sera considéré qu'un régime quasi-permanent de fonctionnement du système en mode de climatisation est obtenu après 30 minutes de fonctionnement continu.

6.3.2 Analyse énergétique et comportementale du système

Pour réaliser l'analyse énergétique et comportementale du système, les résultats expérimentaux des périodes de temps suivantes sont utilisés:

- Période #1: 10 premières minutes en régime quasi-permanent.
 - Minute 30 à minute 40.
- Période #2: 10 minutes du test après 110 minutes de fonctionnement en régime quasi-permanent.
 - Minute 140 à 150.
- Période #3: 10 dernières minutes du test d'une durée de 350 minutes.
 - Minute 340 à minute 350.

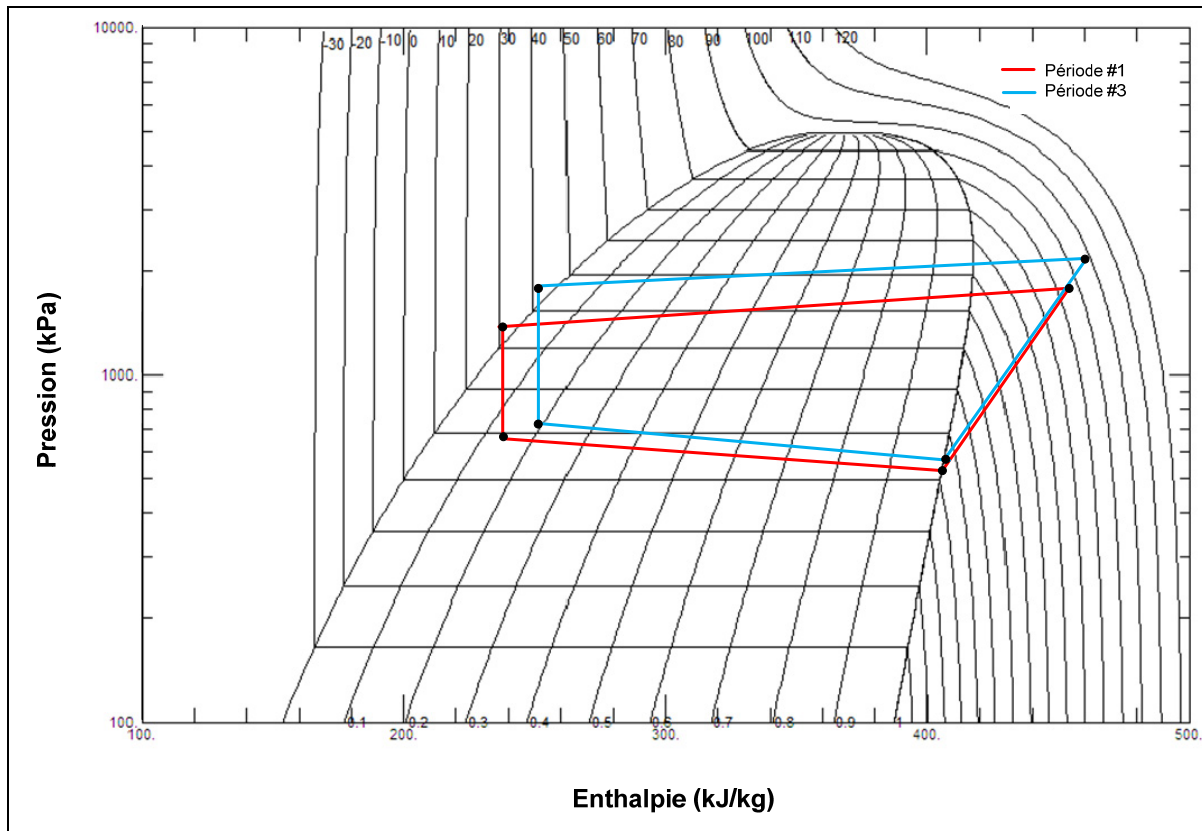


Figure 6.8 Diagramme Pression-Enthalpie pour les périodes #1 et #3

Tableau 6.2 Résultats: Mode climatisation continu (2 boucles activées), période #1, #2 et #3

Paramètres mesurés	Période #1	Période #2	Période #3	Unités
P_1	521	540	558	kPa
P_2	1747	1974	2127	kPa
P_3	653	685	713	kPa
P_{1L}	1346	1608	1768	kPa
P_{2L}	1360	1622	1782	kPa
P_{1V}	1635	1868	2023	kPa
P_{1V}	1656	1892	2050	kPa
$T_{comp.in}$	4.5	5.0	7.1	°C
$T_{comp.out}$	87.0	94.4	99.2	°C
T_{1L}	28.9	36.0	38.8	°C
T_{2L}	35.4	42.3	46.3	°C
T_{1V}	78.8	86.0	90.7	°C
T_{2V}	77.8	85.0	89.9	°C
$T_{XV.out}$	11.5	13.0	14.2	°C
m_{ref}	0.062	0.061	0.061	kg/s
$T_{eau.in}$	12.3	12.6	13.4	°C
$T_{eau.out}$	8.1	8.8	9.8	°C
m_{eau}	0.625	0.625	0.625	kg/s
Paramètres évalués	Période #1	Période #2	Période #3	Unités
$T_{condensation.in}$	45.6	50.8	54.1	°C
$T_{condensation.out}$	35.4	42.5	46.5	°C
$T_{évaporation.in}$	8.8	10.3	11.7	°C
$T_{évaporation.out}$	1.6	2.7	3.7	°C
$Sous-refroidissement_{boucle1}$	5.9	6.1	7.3	°C
$Sous-refroidissement_{boucle2}$	0.0	0.1	0.1	°C
$Sous-refroidissement_{TXV}$	3.2	4.1	4.2	°C
$Enthalpie_{evap.in}$	238 730	247 210	252 350	J/kg
$Enthalpie_{evap.out}$	463 810	469 970	473 640	J/kg
$\Delta P_{ref.cond.boucle\#1}$	289	260	255	kPa
$\Delta P_{ref.cond.boucle\#2}$	296	270	268	kPa
$\Delta P_{ref.evap}$	132	145	155	kPa
Paramètres Calculés	Période #1	Période #2	Période #3	Unités
$q_{ref.evap}$	10 442	9 849	9 652	W
$q_{eau.evap}$	10 834	10 016	9 575	W
$q_{ref.sol}$	13 398	13 012	12 912	W
$q'_{ref.sol}$	223	217	215	W/m
$Puissance_{ref}$	2956	3 163	3 261	W
$Puissance$	3560	3 738	3 880	W
COP	3.04	2.68	2.47	/
COP_{thermo}	3.53	3.11	2.96	/
$COP_{idéal}$	5.36	4.72	4.41	/
COP_{Carnot}	6.24	5.72	5.48	/
$\eta_{compresseur}$	0.83	0.85	0.84	%
$\eta_{volumétrique}$	0.74	0.70	0.69	%
$\eta_{isentrannique}$	0.59	0.59	0.59	%

La Figure 6.8 présente le cycle frigorifique du système pour les périodes de test #1 et #3. Pour des fins de simplification, seuls les points thermodynamiques d'importance sont identifiés: entrée et sortie du compresseur, sortie du condenseur et entrée de l'évaporateur.

Par l'observation de cette figure, on note que le système opère avec une surchauffe au compresseur pratiquement nulle. La situation de surchauffe nulle à l'entrée du compresseur est attribuable au fait qu'un accumulateur est situé entre l'évaporateur et le compresseur et que ce dernier permet au compresseur de n'aspirer que la phase vapeur du réfrigérant lors d'un excès de liquide. Ainsi, selon les résultats obtenus, il est considéré que lors du fonctionnement du système, l'accumulateur contient une certaine quantité de réfrigérant liquide. La charge de réfrigérant dans le système est ainsi à tout le moins suffisante.

Le diagramme Pression-Enthalpie permet également de voir que le système semble opérer avec un sous-refroidissement d'environ quatre degrés Celsius au condenseur. Ce sous-refroidissement est difficilement mesurable et, en pratique, le système peut opérer avec la présence de réfrigérant vapeur à la sortie du condenseur. Ce comportement peut nuire au système tant du point de vue de la dégradation des performances que de la présence d'instabilité d'opération aux éléments détenteurs par la présence de réfrigérant vapeur à leur entrée. Cette situation peut être causée par un sous-dimensionnement du condenseur pour le système actuel.

L'utilisation d'un échangeur de chaleur entre le réfrigérant à la sortie du condenseur et celui à la sortie de l'évaporateur pourrait contribuer à augmenter les performances opérationnelles du système. En effet, cet échangeur a pour fonction d'augmenter le sous-refroidissement à la sortie du condenseur et augmenter la surchauffe à la sortie d'évaporateur.

Finalement, par l'analyse du diagramme Pression-Enthalpie, on observe que la différence majeure d'opération du système entre les périodes #1 et #3 réside au niveau du condenseur. En effet pour la période #3, le système opère avec une pression de condensation plus élevée que durant la période #1. Cette augmentation de pression résulte de l'augmentation de

température locale au niveau des boucles géothermiques par le rejet continu de chaleur vers le sol. Cette situation découle d'un sous dimensionnement du condenseur (échangeur réfrigérant-sol). Le taux de rejet de chaleur par unité de profondeur de puits varie de 223 à 215 W/m entre la période de test #1 et #3. Les taux de rejet de chaleur les plus fréquemment rencontrés dans la littérature sont de l'ordre de 50 à 100 W/m. Les résultats actuels suggèrent que le champ de capteur du système est sous dimensionné. Ce sous-dimensionnement entraîne une pénalité sur l'opération et les performances du système.

6.3.3 Analyse de l'évolution temporelle des performances

Nous rappelons que l'une des particularités des pompes à chaleur géothermique est le transfert de chaleur diffusif et transitoire avec le sol. Ce phénomène est d'autant plus important et marqué pour les pompes à chaleur géothermiques à expansion directe puisque l'échangeur réfrigérant-sol est une composante intégrale du circuit frigorifique. De ce fait, les performances et le comportement transitoire de ce type de système sont directement influencés par le phénomène de transfert de chaleur avec le sol.

Nous rappelons également que, selon nos connaissances, il n'existe actuellement aucun outil de dimensionnement des puits géothermiques pour les systèmes à expansion directe. De ce fait, les systèmes sont généralement installés en considérant une règle empirique d'une boucle géothermique de 30 mètres de profondeur pour chaque 3.5 kW de puissance thermique de climatisation de la machine frigorifique.

L'analyse de l'évolution temporelle des performances et caractéristiques d'opération du système et de ses composantes permet de quantifier les effets de dégradation des performances lors du fonctionnement en continu du système.

Pour réaliser cette analyse, il est considéré qu'après 30 minutes de fonctionnement le système opère en régime quasi-permanent. Les performances du système sont évaluées toutes les dix minutes de fonctionnement en considérant la valeur moyenne des paramètres mesurés pour

cet intervalle de temps. Les Figure 6.9 et Figure 6.10 présentent l'évolution des valeurs moyennes de puissance thermique à l'évaporateur, ainsi que celles du COP , COP_{thermo} , $COP_{idéal}$ et COP_{Carnot} .

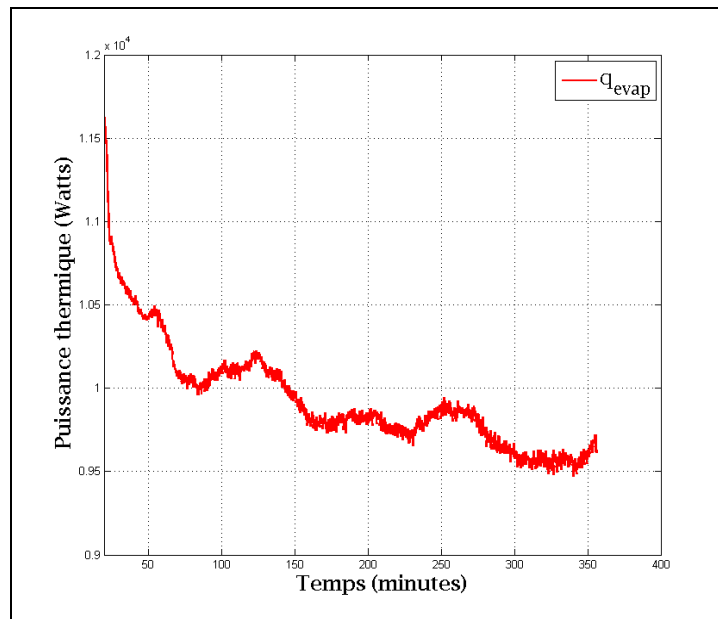


Figure 6.9 Évolution temporelle de la puissance thermique du condenseur

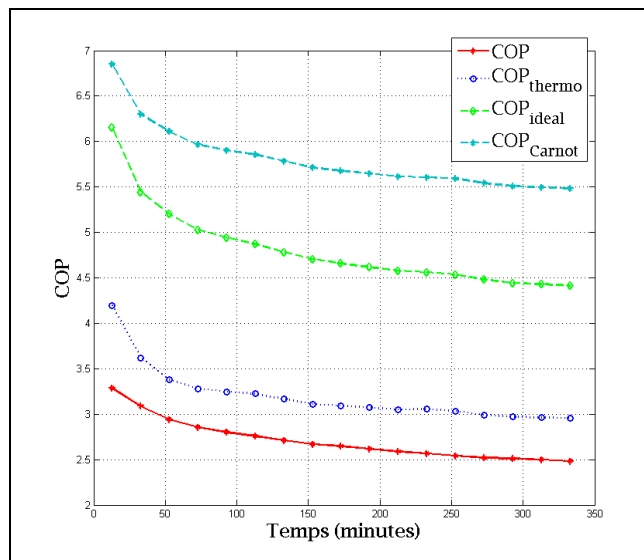


Figure 6.10 Évolution temporelle du COP , COP_{thermo} , $COP_{idéal}$ et COP_{Carnot}

6.3.3.1 Détermination de la dégradation temporelle des performances du système

Pour évaluer la dégradation temporelle des performances du système, nous estimerons que le paramètre évalué initial est équivalent à la valeur moyenne de ce paramètre prévalant durant le premier intervalle de dix minutes en régime quasi-permanent et que le paramètre évalué final est équivalent à la valeur moyenne de ce paramètre prévalant durant le dernier intervalle de dix minutes de la période de test déterminée. À titre d'exemple, le calcul de la dégradation temporelle de la puissance thermique à l'évaporateur est évalué selon:

$$\%Dégradation\ q_{evap} = \frac{q_{evap,final} - q_{evap,initial}}{q_{evap,initial}} \quad (6.1)$$

Le tableau suivant présente les valeurs de dégradation temporelle des principaux paramètres de performance évalués. Une première évaluation est réalisée entre la période #1 et la période #2 et une deuxième évaluation entre la période #1 et la période #3.

Tableau 6.3 Résultats: Dégradation temporelle des performances:
Mode climatisation continu (2 boucles activées)

Paramètres mesurés	De la Période #1 à	De la Période #1 à
$q_{ref,evap}$	-5.7%	-7.6%
q_{eau_evap}	-7.6%	-11.6%
$q_{ref,sol}$	-2.9%	-3.6%
$q'_{ref,sol}$	-2.9%	-3.6%
$Puissance_{ref}$	7.0%	10.3%
$Puissance$	5.0%	9.0%
COP	-11.8%	-18.8%
COP_{thermo}	-11.9%	-16.1%
$COP_{idéal}$	-11.9%	-17.7%
COP_{Carnot}	-8.3%	-12.2%
$\eta_{compresseur}$	2.4%	1.2%
$\eta_{volumétrique}$	-5.4%	-6.8%
$\eta_{isentropique}$	0.0%	0.0%

Il est possible d'observer que la variation du *COP* du système durant les 120 premières minutes en régime quasi-permanent est significative. Une diminution de près de 12% est observée et après 350 minutes de fonctionnement, cette diminution atteint près 19%. Cette diminution des performances du système est considérable et contribue à la dégradation des performances saisonnières du système. Non seulement le *COP* du système diminue, mais la puissance frigorifique à l'évaporateur diminue également de 7.6% et 11.6% après 120 et 350 minutes respectivement. Cette dégradation considérable de la puissance frigorifique peut rendre inapte le système à assurer son rôle de refroidissement lors d'un fonctionnement en utilisation soutenue.

La diminution des performances du système lors d'un fonctionnement continu est attribuable à l'augmentation de la température moyenne au voisinage des puits géothermiques. En effet, lors du fonctionnement en mode climatisation, le condenseur est l'échangeur réfrigérant-sol; le rejet continu de chaleur au niveau du condenseur a pour effet de faire augmenter la température moyenne locale au voisinage des puits:

- Cette augmentation de température entraîne une diminution du taux de transfert de chaleur et conséquemment du taux de condensation du réfrigérant dans le condenseur.
- La diminution du taux de condensation du réfrigérant couplée à un refoulement quasi-constant du réfrigérant au niveau du compresseur (*voir* Figure 6.13) entraîne une augmentation de la pression, et par conséquent de la température, du réfrigérant au niveau du condenseur. Dans le Tableau 6.2, entre la période #1 et la période #3 la pression de refoulement du compresseur a augmenté de 1 747 kPa à 2 127 kPa. Conséquemment, la température de condensation a augmenté de 45.6 °C à 54.1 °C à l'entrée du condenseur et 35.4 °C à 46.5 °C à la sortie du condenseur.
- L'augmentation de pression au condenseur se solde en une augmentation de l'enthalpie à la sortie de ce dernier et conséquemment une augmentation de l'enthalpie à la sortie de l'élément détenteur; la détente étant considérée isenthalpique. (*voir* Figure 6.8)
- Cette augmentation de pression à l'entrée de l'élément détenteur contribue à augmenter le différentiel de pression et ainsi le débit de réfrigérant liquide s'écoulant par le détenteur. Toutefois, tel que présenté par l'équation d'un écoulement à travers un orifice (6.2), le

débit est également fonction de la masse volumique du réfrigérant en amont du détendeur. Les Figure 6.11 et Figure 6.12 présente les évolutions temporelles (inversement proportionnelles l'une à l'autre) de ces deux paramètres. Bien que l'aire de la section de l'écoulement de l'orifice (A_o) ne soit pas mesurée et qu'elle varie en fonction des conditions d'opération du système, les résultats présentés par la Figure 6.13 permettent de considérer que le débit de réfrigérant est relativement stable et constant durant la durée du test.

$$m_{ref} = C_1 A_o (\Delta P \rho)^{0.5} \quad (6.2)$$

où:

m_{ref}	Débit massique de réfrigérant (kg/s)
C_1	Coefficient de l'orifice
A_o	Aire de la section de l'écoulement de l'orifice (m ²)
ΔP	Différentiel de pression entre l'amont et l'aval de la valve (kPa)
ρ	Masse volumique du réfrigérant à l'amont de la valve (kg/m ³)

- Ainsi, en considérant un débit massique de réfrigérant quasi-constant et des conditions externes à l'évaporateur quasi-constantes, l'augmentation de l'enthalpie à l'entrée de l'évaporateur entraîne une diminution de la capacité d'absorption de chaleur et conséquemment une diminution des performances du système.

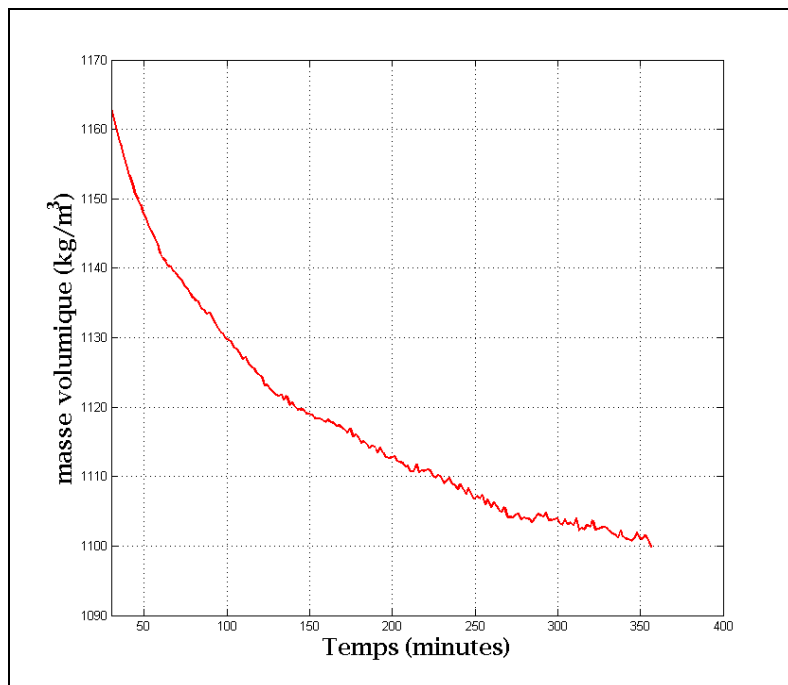


Figure 6.11 Évolution temporelle de la masse volumique à la sortie du condenseur

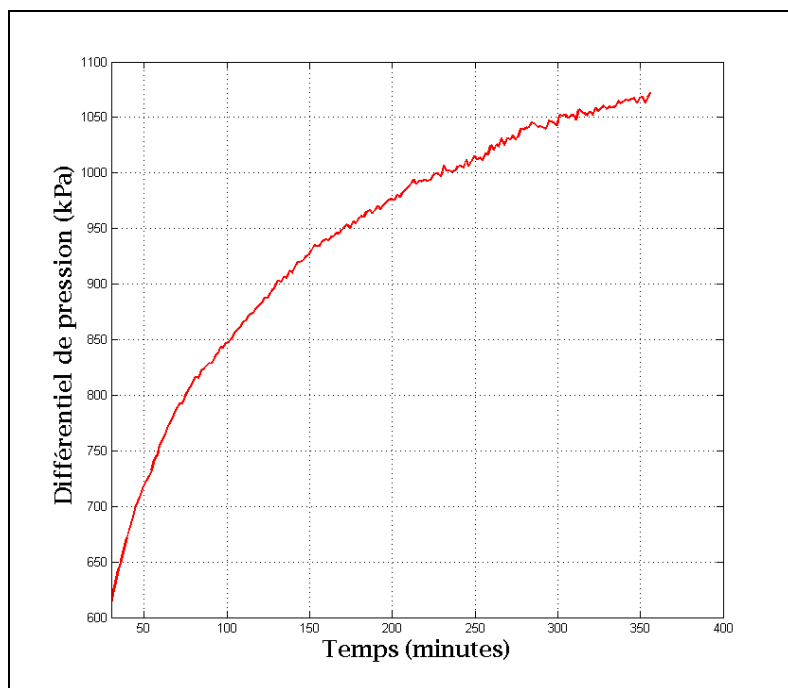


Figure 6.12 Évolution temporelle du différentiel de pression à l'élément détendeur

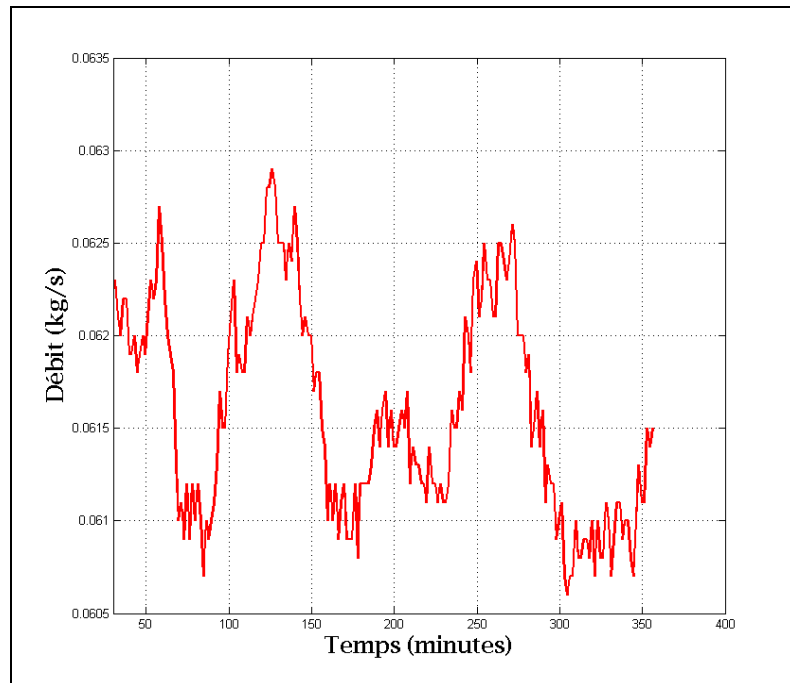


Figure 6.13 Évolution temporelle du débit de réfrigérant circulé

6.4 Mode climatisation: Validation des données expérimentales

Il est possible de valider certaines mesures expérimentales en réalisant des bilans énergétiques en régime quasi-permanent sur certaines composantes. Pour le test *Mode Climatisation Continu (2 boucles activées)*, l'analyse énergétique est réalisée sur les dix dernières minutes du test.

6.4.1 Évaporateur

L'évaporateur est l'échangeur de chaleur réfrigérant-eau. Ainsi, en fonction des appareils de mesures installés sur le système, il est possible de réaliser des calculs de bilans énergétiques en régime considéré quasi-permanent tant pour le fluide de travail frigorigène que pour le fluide caloporteur secondaire et de comparer les résultats entre eux.

Pour l'évaporateur, le bilan d'énergie du côté de l'eau vaut :

$$q_{eau_evap} = 9575 \text{ W}$$

et celui du côté du réfrigérant vaut:

$$q_{ref, evap} = 9652 \text{ W}$$

En considérant le bilan énergétique du côté de l'eau comme étant la valeur de référence, le pourcentage d'écart entre les deux bilans vaut 0.8%. Ce bilan est considéré satisfaisant compte tenu des incertitudes et imprécisions expérimentales.

Puisque, contrairement au débitmètre d'eau, le débitmètre de réfrigérant à effet Coriolis n'a pu être étalonné au laboratoire, il sera considéré dans cette thèse que l'évaluation de la puissance thermique de référence au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau sera celle évaluée du côté de l'eau.

6.4.2 Condenseur

Puisqu'en mode climatisation le condenseur du système est l'échangeur réfrigérant-sol, il s'avère irréalisable de valider le bilan d'énergie en considérant les variables mesurées dans le sol. Ainsi, il est considéré que le rejet de chaleur vers le sol vaut la quantité de chaleur rejetée par le réfrigérant au niveau des boucles géothermiques. Cette quantité de chaleur est calculée en considérant les conditions communes d'entrée et de sortie du réfrigérant dans les collecteurs d'admission et de retour ainsi qu'en considérant que le débit massique dans le condenseur vaut le débit massique mesuré à la sortie du compresseur avec le débitmètre Coriolis situé à la sortie du compresseur.

6.4.3 Débit massique du réfrigérant

La Figure 6.14 présente le débit massique du réfrigérant mesuré à la sortie du compresseur à l'aide du débitmètre Coriolis. Ce débitmètre a été étalonné en usine, mais aucun étalonnage

n'a été effectué au laboratoire avant et après sa mise en place. À première vue, tel que présenté sur la Figure 6.14 la lecture du débit semble fluctuer de façon erratique dans le temps. Toutefois l'analyse de la Figure 6.15 permet de réaliser que la lecture du débit massique est relativement représentative de l'évolution réelle du débit massique de réfrigérant dans le circuit frigorifique. En effet, la Figure 6.15 présente l'évolution temporelle du débit massique de réfrigérant mesurée par le débitmètre Coriolis et de la puissance électrique consommée par le compresseur et mesurée par la pince ampèremétrique. Sachant que la puissance du compresseur et le débit de réfrigérant circulé par celui-ci sont proportionnels, l'analyse de la Figure 6.15 permet de constater que les variations temporelles de débit massique et de puissance au compresseur sont semblables. De ce fait, en considérant la validité du bilan énergétique au condenseur réalisé à la section précédente et l'allure qualitative de la variation du débit mesuré en fonction de la variation de la puissance du compresseur mesurée, il est possible de considérer comme fiable et représentative la lecture du débit de réfrigérant.

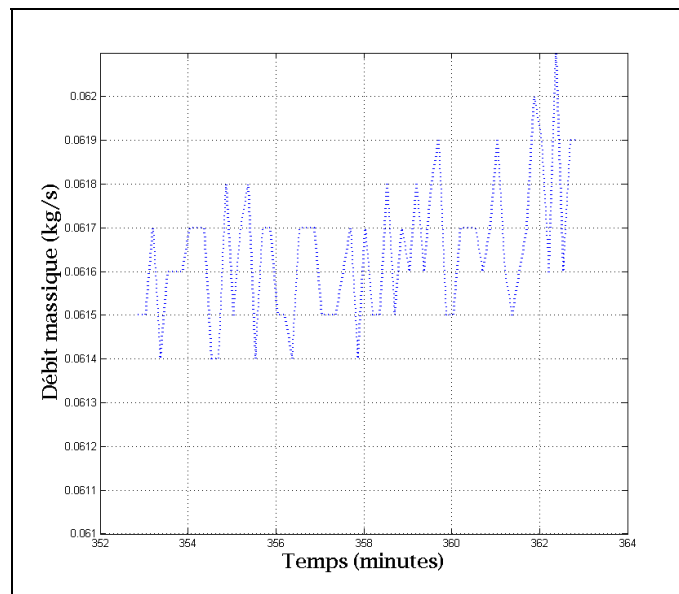


Figure 6.14 Débit massique du réfrigérant

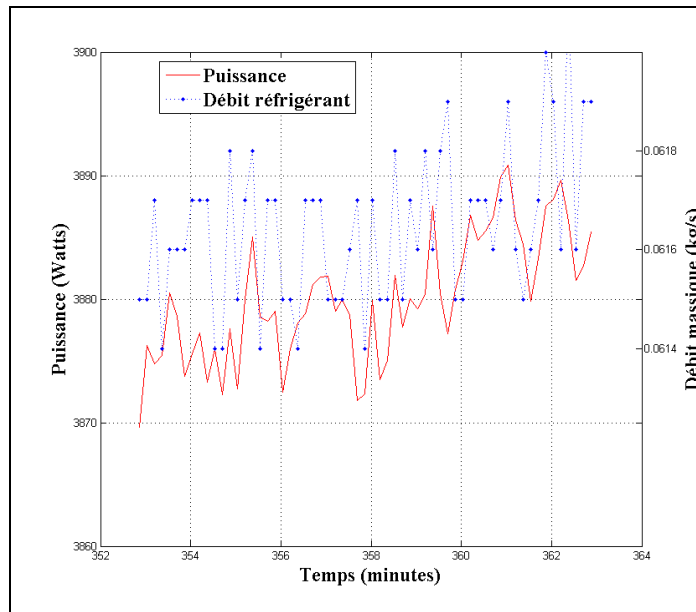


Figure 6.15 Débit massique du réfrigérant et puissance électrique consommée par le compresseur

6.5 Recommandations

Les résultats présentés dans ce chapitre ont permis de constater que le fonctionnement du système en mode climatisation avec une seule boucle activée est de très courte durée. De plus, lors de certains essais effectués au laboratoire, des problèmes intermittents de récupération de réfrigérant dans les boucles inutilisées ont été observés. Lors du fonctionnement avec une seule boucle, une quantité importante de réfrigérant peut s'accumuler dans la boucle. Ainsi, lors du changement de boucle, la récupération de cette quantité de réfrigérant peut être problématique et occasionner des instabilités opérationnelles et pertes de performance du système. Nous avons observé ce phénomène à quelques reprises; le comportement se traduisant en une chute momentanée de pression à l'évaporateur et des pertes de performance significative. Ce mode de fonctionnement est, selon nos recommandations, inutile et pourrait être enlevé de la séquence de contrôle de l'ordinateur de bord. Ainsi, le système fonctionnerait uniquement avec une combinaison de paires de boucles.

Le fonctionnement en continu du système en mode climatisation entraîne une diminution temporelle significative des performances du système. Ces pertes de performance se traduisent par une diminution du COP ainsi que par une diminution de l'effet frigorifique. La problématique principale dans cette situation est la chute de l'effet frigorifique. En effet, avec ces diminutions de puissances thermiques, le système risque fortement de ne plus être en mesure d'assurer les conditions de confort pour lequel il a été sélectionné. Ceci est d'autant plus problématique en mode climatisation car un système d'appoint n'est généralement pas prévu, contrairement au mode chauffage. Bien que le fonctionnement continu ne soit pas le mode d'opération usuel d'un tel système, il n'en demeure pas moins qu'il s'agit d'une situation probable. Cette situation risque d'autant plus de se produire lorsque les charges de refroidissement à desservir sont importantes; comme en période de canicule à titre d'exemple. Ainsi, on remarque que plus le système doit desservir des charges de refroidissement importantes, plus ses performances et ses puissances thermiques seront pénalisées et les besoins risquent de ne pas être rencontrés.

Afin de voir à ce que le système puisse rencontrer les besoins pour lequel il a été sélectionné, nous recommandons de revoir l'évaluation de la puissance de réfrigération du système par le manufacturier et/ou la méthodologie de sélection de système en fonction des besoins à combler.

6.6 Résumé

Ce chapitre a présenté des résultats généraux d'opération et de performance du système de pompe à chaleur géothermique à expansion directe lors du fonctionnement en mode climatisation. Pour ce mode d'opération le condenseur (échangeur réfrigérant-sol) est constitué soit d'une seule boucle ou d'une paire de boucles activée par l'ordinateur de bord du système.

Les résultats démontrent que le fonctionnement avec une seule boucle est de très courte durée et s'avère difficile à analyser.

Le fonctionnement avec deux boucles activées peut durer de deux à six heures environ par paires de boucles. Bien que le fonctionnement s'effectue convenablement (sans instabilité opérationnelle) sur une période de temps relativement longue, il a été démontré que les performances du système diminuent significativement. Ces diminutions de performances sont significatives et pénalisent à la fois le coefficient de performance et l'effet frigorifique du système.

Bien que des outils de dimensionnement de puits géothermiques pour les systèmes à expansion directe ne soient pas disponibles, il est clair que le système actuellement étudié possède un champ de capteur sous-dimensionné pour un fonctionnement continu en mode climatisation.

Les résultats obtenus ont tout de même été validés et permettront l'analyse du comportement dynamique des composantes. Cette analyse servira de référence de base dans l'étape d'analyse des modèles de simulation développés.

CHAPITRE 7

ANALYSE DU CONDENSEUR CONSTITUÉ DE BOUCLES EN PARALLÈLE EN MODE CLIMATISATION

Comme que noté dans la revue de littérature, la distribution de la masse de réfrigérant dans les boucles géothermiques en parallèle peut être non-uniforme et contribuer à diminuer les performances thermodynamiques des systèmes en plus de contribuer à leur instabilité opérationnelle.

Le système actuel, lors du fonctionnement en mode climatisation, est constitué de deux boucles géothermiques en parallèle. Ainsi, une situation de distribution non uniforme est susceptible de se produire. Afin de mieux cerner la problématique de distribution de réfrigérant dans les puits, les tests suivants sont effectués:

- Tests avec les boucles #1 et #2 activées.
- Tests avec les boucles #2 et #3 activées.
- Tests avec les boucles #1 et #3 activées.

Les résultats expérimentaux obtenus permettent d'analyser le comportement de distribution de réfrigérant dans les boucles géothermiques.

7.1 Méthodologie expérimentale

Des tests expérimentaux visant à investiguer le phénomène de distribution non uniforme de réfrigérant dans des boucles en parallèle, assurant le rôle du condenseur, ont été réalisés sur le banc d'essai. Ces tests ont été effectués en utilisant une combinaison de deux boucles activées, comme déterminé en mode de fonctionnement normal selon le manufacturier.

La méthodologie pour la réalisation des tests utilisant une combinaison de deux boucles géothermiques consiste à démarrer le système et le laisser en fonction de façon continue. Le

système fonctionnera et changera automatiquement les boucles activées en fonction des paramètres d'opération mesurés.

Il est à noter que la configuration de l'ensemble condenseur - élément détendeur est telle que présenté sur les Figure 7.1 à Figure 7.3. Ainsi, les deux boucles ont un collecteur d'admission et de retour commun et aucun organe ne vise à contrôler la distribution de réfrigérant dans chacune des boucles. Les valves solénoïdes situées en amont des boucles fonctionnent en mode ouvert ou fermé selon leur activation par l'ordinateur de bord du système.

7.2 Résultats du condenseur constitué de deux boucles en parallèle

Les résultats des tests effectués ainsi que l'analyse du comportement selon les paramètres visés sont présentés dans les sections suivantes pour les combinaisons de boucles suivantes:

Boucles #1 et #2 activées (*voir* Figure 7.1).

Boucles #2 et #3 activées (*voir* Figure 7.2).

Boucles #1 et #3 activées (*voir* Figure 7.3).

Bien que le banc d'essai actuel ne possède pas l'instrumentation nécessaire pour mesurer le débit de réfrigérant dans chaque boucle, l'analyse de certains résultats permet tout de même d'observer les situations de distribution non uniforme dans les boucles en parallèle. Pour l'analyse de la distribution de réfrigérant dans les boucles en parallèle, un bilan d'énergie est réalisé sur le mélange des écoulements en amont de l'élément détendeur. Ce bilan permet d'obtenir une indication sur la distribution non uniforme de réfrigérant dans les boucles.

Il est à noter que ce bilan permet de réaliser une approximation sur le déséquilibre minimal du débit dans les boucles en parallèle. En effet, les résultats obtenus démontrent que le sous-refroidissement à la sortie d'une des deux boucles en parallèle est souvent nul. L'instrumentation actuelle du banc d'essai ne permet pas de déterminer l'état réel du réfrigérant lorsque le sous-refroidissement est inexistant. Ainsi, lorsque cette situation survient, nous considérons l'état du réfrigérant comme étant l'état de liquide saturé à la pression mesurée. Cet état correspond à une valeur d'enthalpie minimale possible du fluide.

En fonctionnement réel, le réfrigérant peut avoir un titre supérieur à zéro et ainsi une enthalpie réelle plus importante que celle du liquide saturé. Bien entendu, si l'enthalpie réelle est supérieure à celle estimée, la proportion de débit massique réelle circulant dans cette boucle sera moindre que celle calculée selon la méthode décrite ci-après:

$$y_{12} = \frac{m_{\text{boucle\#1}}}{m_{\text{boucle\#2}}} = \frac{H_{TXV,in} - H_{2L}}{H_{1L} - H_{TXV,in}} \quad (7.1)$$

$$y_{32} = \frac{m_{\text{boucle\#3}}}{m_{\text{boucle\#2}}} = \frac{H_{TXV,in} - H_{2L}}{H_{3L} - H_{TXV,in}} \quad (7.2)$$

$$y_{13} = \frac{m_{\text{boucle\#1}}}{m_{\text{boucle\#3}}} = \frac{H_{TXV,in} - H_{3L}}{H_{1L} - H_{TXV,in}} \quad (7.3)$$

Les résultats présentés dans le Tableau 7.1 représentent les valeurs moyennes des paramètres mesurés et calculés durant le dernier dix minutes de fonctionnement du système avec chacune des paires de boucles. Cet intervalle est sélectionné puisqu'il représente le fonctionnement du système s'approchant le plus du régime quasi-permanent.

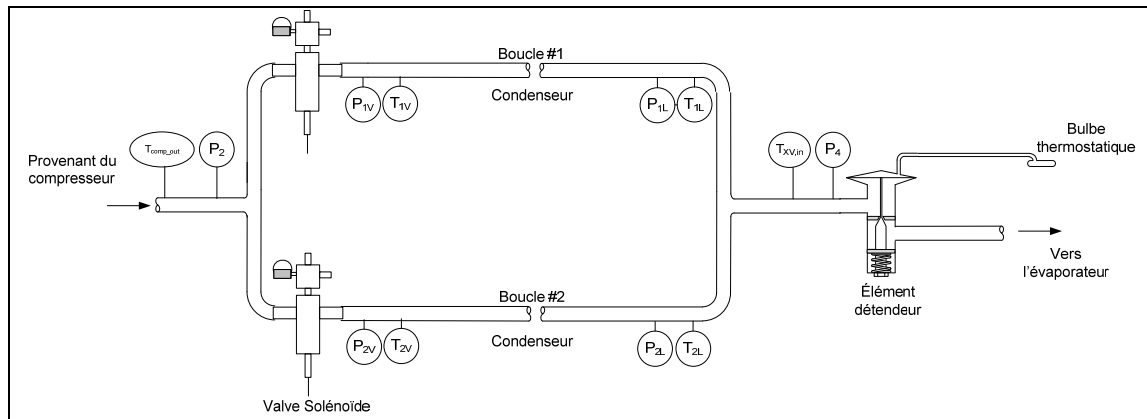


Figure 7.1 Schématisation de la configuration condenseur - élément détenteur pour les tests utilisant les boucles #1 et #2 activées

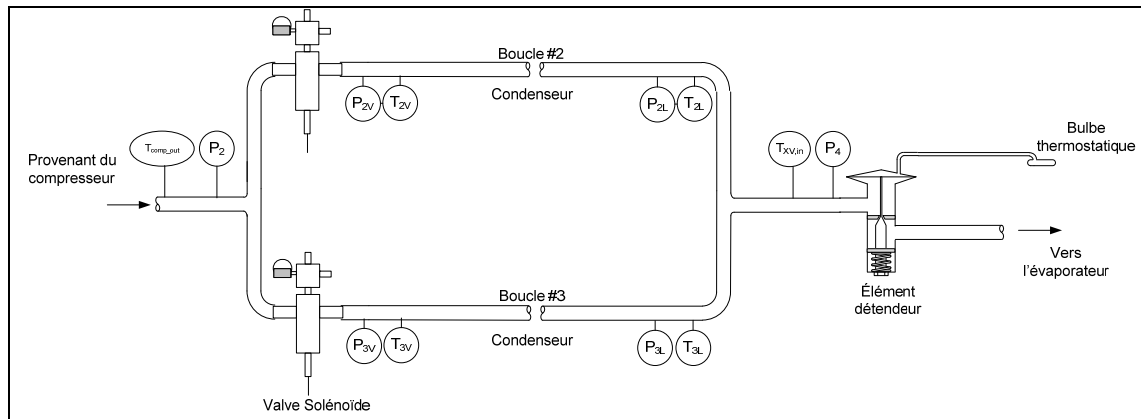


Figure 7.2 Schématisation de la configuration condenseur - élément détenteur pour les tests utilisant les boucles #2 et #3 activées

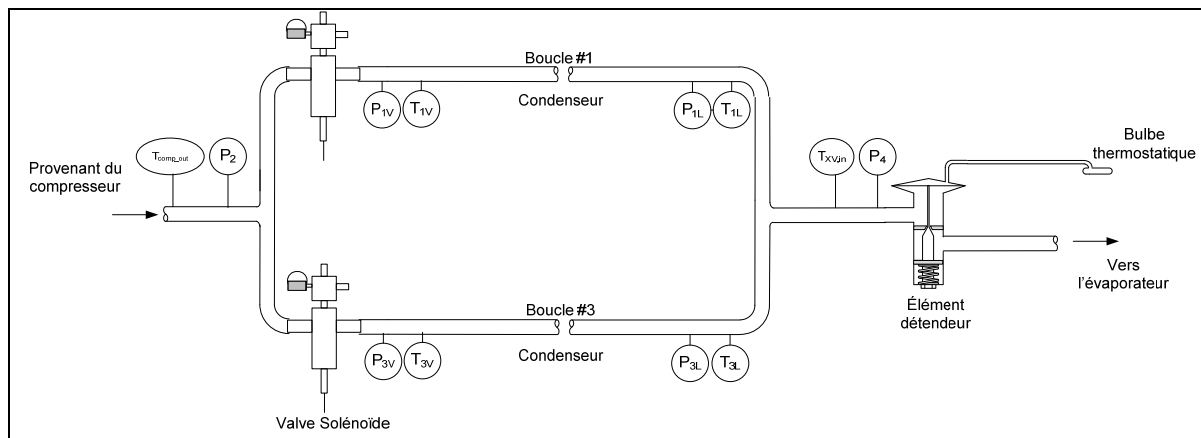


Figure 7.3 Schématisation de la configuration condenseur - élément détenteur pour les tests utilisant les boucles #1 et #3 activées

Tableau 7.1 Résultats: Mode climatisation continu

Paramètres mesurés	Boucles #1 et #2	Boucles #2 et #3	Boucles #1 et #3	Unités
P_1	555	548	554	kPa
P_2	2119	2122	2127	kPa
P_3	709	703	706	kPa
P_{1L}	1761	/	1776	kPa
P_{2L}	1776	1769	/	kPa
P_{3L}	/	1754	1772	kPa
P_{1V}	2016	/	2024	kPa
P_{2V}	2043	2048	/	kPa
P_{3V}	/	1998	1996	kPa
$T_{comp,in}$	7.0	7.3	7.4	°C
$T_{comp,out}$	99.0	100.0	100.0	°C
T_{1L}	38.5	/	37.8	°C
T_{2L}	46.1	46.0	/	°C
T_{3L}	/	34.8	46.4	°C
T_{1V}	90.5	/	92.0	°C
T_{2V}	89.7	90.3	/	°C
T_{3V}	/	89.7	91.1	°C
$T_{XV,in}$	41.9	41.1	43.2	°C
$m_{ref,évalué}$	0.061	0.060	0.061	kg/s
$T_{eau,in}$	13.2	12.7	12.9	°C
$T_{eau,out}$	9.6	9.1	9.5	°C
m_{eau}	0.625	0.625	0.625	kg/s
Paramètres évalués	Valeur	Valeur	Valeur	Unités
H_{1L}	247 420	/	246 510	J/kg
H_{2L}	257 700	257 500	/	J/kg
H_{3L}	/	242 510	257 780	J/kg
$H_{TXV,in}$	251 990	250 920	253 740	J/kg
$Sous-refroidissement_{boucle1}$	7.4	/	8.1	°C
$Sous-refroidissement_{boucle2}$	0.0	0.0	/	°C
$Sous-refroidissement_{boucle3}$	/	11.0	0.3	°C
$Sous-refroidissement_{TXV}$	4.3	4.9	3.0	°C
Paramètres Calculés	Valeur	Valeur	Valeur	Unités
$q_{ref,sol}$	12 874	12 734	12 709	W
$q'_{ref,sol}$	214.6	212.2	212.0	W/m
COP	2.47	2.42	2.36	/
y_{12}	1.26	/	/	/
y_{32}	/	0.78	/	/
y_{13}	/	/	0.56	/

7.3 Analyse des résultats du condenseur constitué de deux boucles en parallèle

Cette section porte sur l'analyse des résultats du condenseur constitué de deux boucles en parallèle de la section précédente. L'objectif est de comparer et analyser les performances et le comportement qualitatif du condenseur constitué de différentes combinaisons de paires de boucles en parallèle.

Les résultats présentés dans le Tableau 7.1 permettent de réaliser que le comportement énergétique du système est similaire, peu importe la combinaison de paires de boucles activées. En effet, les conditions générales d'opération ainsi que les échanges thermiques sont comparables pour les trois scénarios mesurés.

Les résultats permettent tout de même d'observer un potentiel déséquilibre de débit massique de réfrigérant dans les boucles en parallèle. En effet, on remarque que pour un scénario de fonctionnement, l'une des deux boucles opère avec un sous-refroidissement nul alors que l'autre boucle opère avec un certain degré de sous-refroidissement. Considérant des conditions de transferts thermiques identiques pour les deux boucles, si une boucle opère avec un débit massique beaucoup plus important que l'autre, il est probable que le réfrigérant à la sortie de cette boucle soit en mélange diphasique. Cette situation est, selon nos résultats, peu probable. En effet, ce type de déséquilibre entraînerait un sous-refroidissement quasi nul en amont de l'élément détendeur. Les valeurs mesurées indiquent que le sous-refroidissement à cet endroit est non-nul. De plus, les bilans d'énergies effectués à cet endroit permettent de constater que le déséquilibre minimal possible se solde en un débit plus faible dans la boucle ayant un refroidissement nul.

Ainsi, selon les résultats obtenus, nous pouvons conclure que lors du fonctionnement avec une paire de boucles, la boucle opérant avec un sous-refroidissement nul possède un débit massique de réfrigérant faible comparativement à la boucle opérant avec un sous-refroidissement.

7.3.1 Analyse des résultats du condenseur constitué de deux boucles en parallèle (boucle #1 et #2)

L'analyse des Figure 7.4 à Figure 7.7 permet de visualiser la distribution temporelle et spatiale des températures mesurées dans les boucles #1 et #2. L'évolution temporelle des températures à chaque point de mesure et dans chacune des boucles est similaire. L'augmentation des températures résulte de l'augmentation de pression au condenseur lors du fonctionnement continu du système.

Les Figure 7.6 et Figure 7.7 permettent tout de même de faire ressortir les similarités et les différences comportementales des deux boucles.

Premièrement, il est possible de constater l'effet gravitationnel sur la température du réfrigérant dans les boucles. En effet, la température au fond du puits (position 50 m) est toujours supérieure à celle mesurée en amont et en aval de cette position. Ce résultat démontre que l'état du réfrigérant à cet endroit dans le puits est sous forme de mélange diphasique; l'augmentation de pression résultant des effets gravitationnels sur le fluide se solde en une augmentation de température du fluide. Lors de l'écoulement du réfrigérant dans la boucle, une fois l'état diphasique atteint, le rejet de chaleur résulte en une condensation du réfrigérant.

Quant à la distribution de température, elle comporte des différences entre les deux boucles. Pour la boucle #1, on note le phénomène de refroidissement de la vapeur, de changement de phase et par la suite (mesurée à partir de la position à 80 m) le refroidissement de la phase liquide. Selon le profil de distribution de température obtenu, il est possible de considérer que le débit massique de réfrigérant dans cette boucle est suffisant pour entraîner la phase liquide dans le tube ascendant et ainsi obtenir du liquide comprimé à la sortie de la boucle.

Pour la boucle #2, on note le phénomène de refroidissement de la vapeur (jusqu'à la position mesurée à 30 m), et de changement de phase par la suite. En effet, de la position 30 m jusqu'à la sortie de la boucle, la température du réfrigérant demeure relativement stable (outre les

effets gravitationnels dans le fond du puits). L'état du réfrigérant mesurée à la sortie de la boucle permet de considérer que le réfrigérant s'écoule sous forme de mélange diphasique à cet endroit. Cette situation est caractéristique d'un écoulement diphasique de faible débit. En effet, si l'écoulement diphasique était de débit considérable, une chute de pression relativement importante (évaluée par une chute de température importante) serait obtenue.

Les Figure 7.8 et Figure 7.9 permettent d'appuyer ces observations. En effet, nous rappelons que le rapport y_{12} présente, selon le bilan énergétique (7.1), le rapport minimum probable entre le débit de la boucle #1 et de la boucle #2. Ce rapport varie, mais de façon générale il est supérieur à l'unité; suggérant que le débit massique dans la boucle #1 est supérieur à celui de la boucle #2. En accord avec ce bilan, on remarque que le sous-refroidissement en amont de l'élément détenteur est fortement dépendant du sous-refroidissement de la boucle #1.

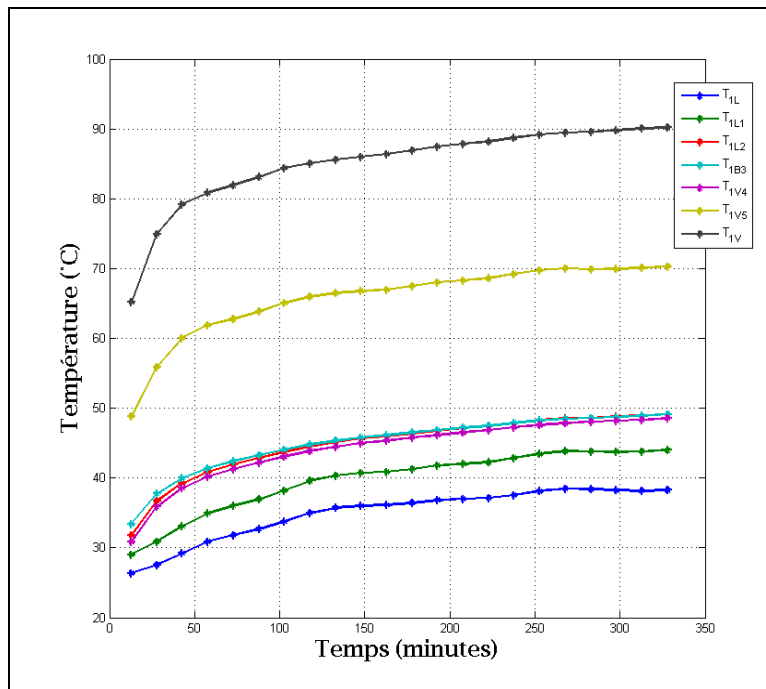


Figure 7.4 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #1

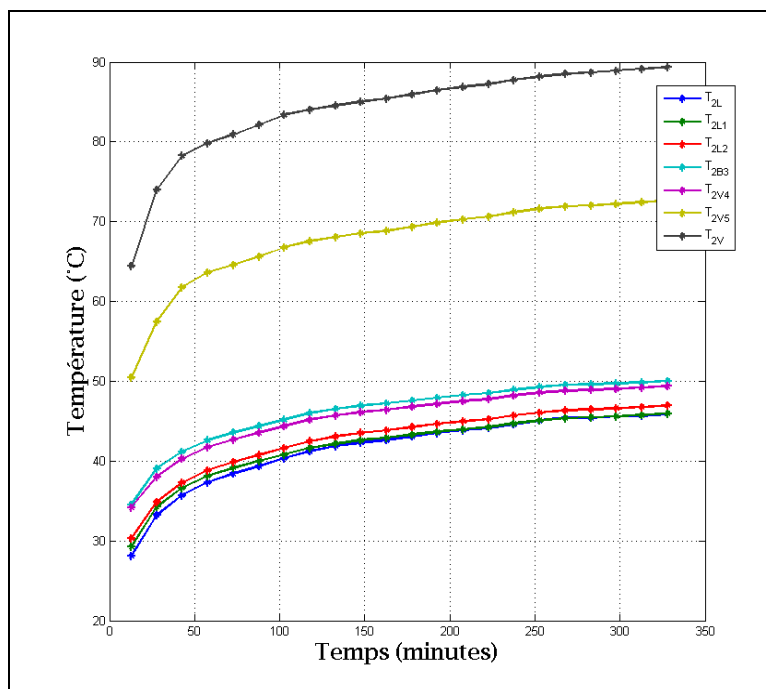


Figure 7.5 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #2

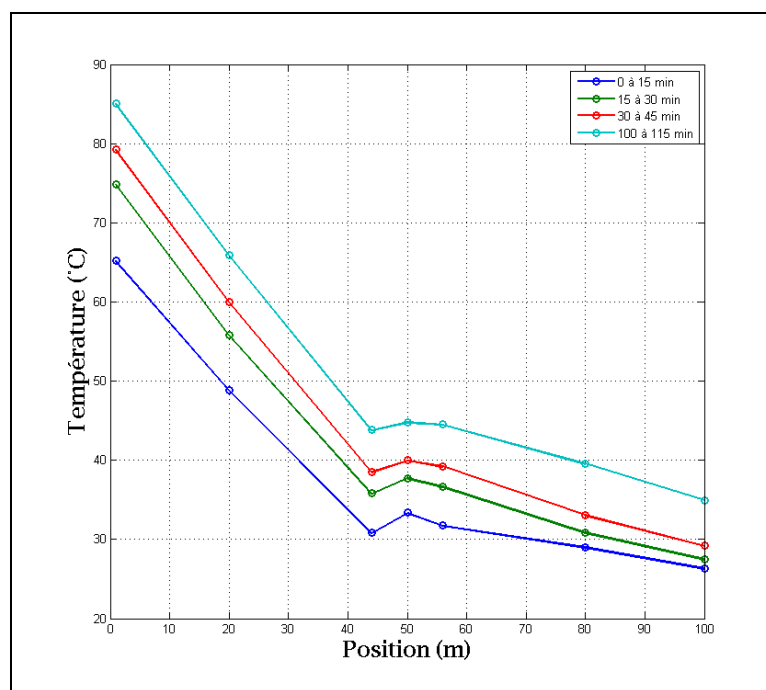


Figure 7.6 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #1

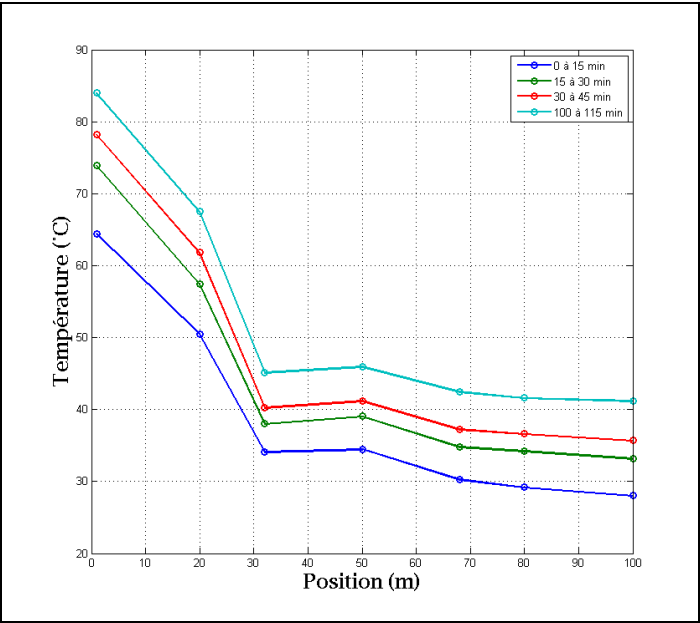


Figure 7.7 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #2

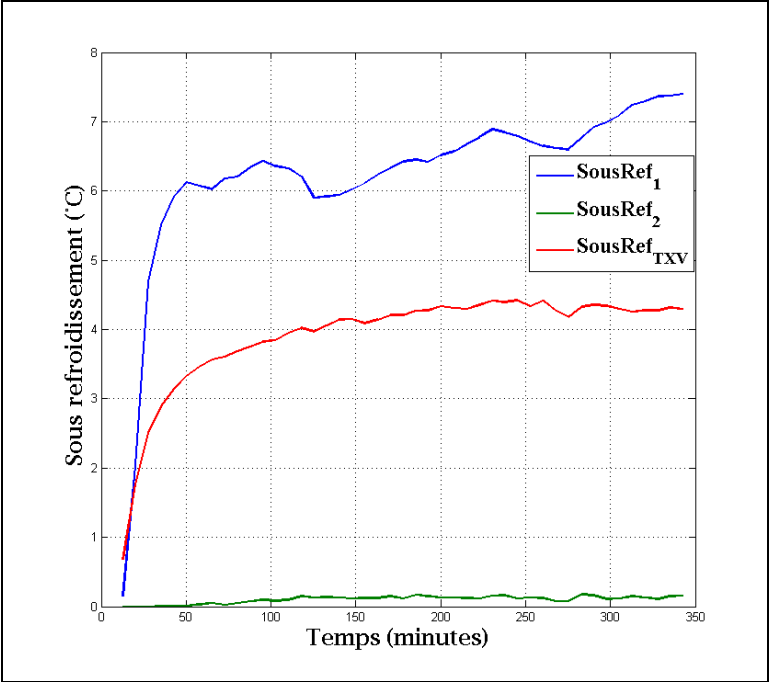


Figure 7.8 Évolution temporelle du sous-refroidissement

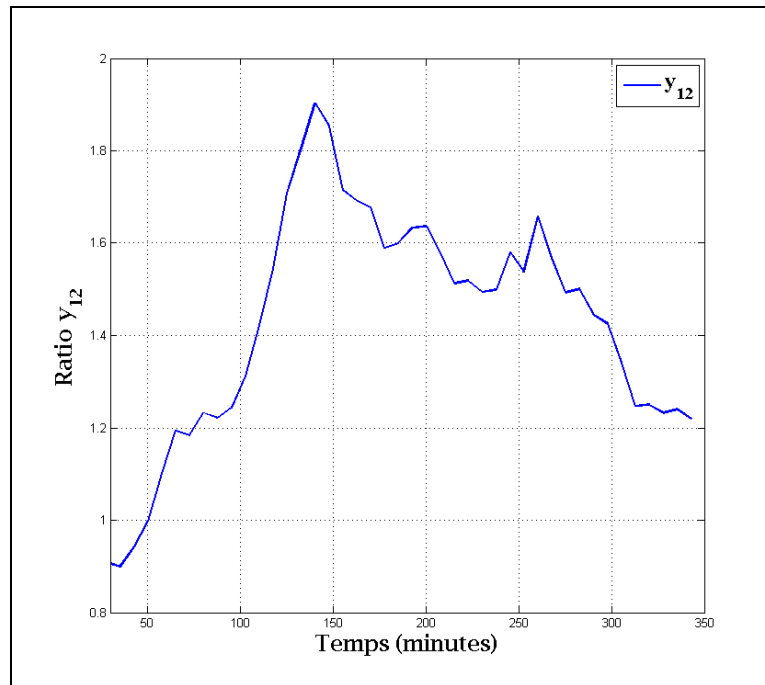


Figure 7.9 Évolution temporelle du rapport y_{12}

7.3.2 Analyse des résultats du condenseur constitué de deux boucles en parallèle (boucle #2 et #3)

L'analyse des Figure 7.10 à Figure 7.13 permet de visualiser la distribution temporelle et spatiale des températures mesurées dans les boucles #2 et #3. L'évolution temporelle des températures à chaque point de mesure et dans chacune des boucles est similaire. L'augmentation des températures résulte de l'augmentation de pression au condenseur lors du fonctionnement continu du système. Il est à noter que ce test survient immédiatement après le test effectué avec les boucles #1 et #2 activées. Ainsi les conditions de sol sont thermiquement perturbées, particulièrement pour la boucle #2.

Les Figure 7.12 et Figure 7.13 permettent tout de même de faire ressortir les similarités et les différences comportementales des deux boucles.

Premièrement, il est possible de constater l'effet gravitationnel sur la température du réfrigérant dans la boucle#2. En effet, la température au fond du puits (position 50 m) est

toujours supérieure à celle mesurée en amont et en aval de cette position. Ce résultat démontre que l'état du réfrigérant à cet endroit dans le puits est sous forme de mélange diphasique tel que présenté dans section 7.3.1. Toutefois, cette situation ne s'observe pas pour la boucle #3. En effet, la température diminue continuellement le long de l'écoulement.

Nous expliquons ce comportement par les phénomènes suivants:

- Ce test se produit immédiatement après le celui effectué avec les boucles #1 et #2 activées. La boucle #2 est alors thermiquement perturbée tandis que la boucle #3 ne l'est pas. Il est ainsi possible de considérer que la capacité d'échange thermique de la boucle #3 soit supérieure à celle de la boucle #2. Cette capacité d'échange thermique supérieure permet une condensation du réfrigérant sur une distance plus courte le long de l'écoulement.
- Selon le profil des températures de la boucle #3, le refroidissement de la vapeur se produit de l'entrée de la boucle jusqu'à la position à 26 m. Par la suite le changement de phase se produit dans le tube descendant avant la position à 50 m. En effet, on remarque que les températures mesurées diminuent continuellement le long de l'écoulement. Ceci signifie, selon nos observations et expériences, que le fluide est à l'état de liquide saturé avant la position à 50 m et qu'il se refroidit par la suite jusqu'à la sortie du puits (position 80 m).
- Le profil de température du liquide de 80 m à 100 m est relativement constant. Ceci résulte du fait que cette section est thermiquement isolée et que la température du liquide ne varie donc pas dans cette section. La faible augmentation de température dans cette section, pour le temps variant de 0 à 15 min, résulte du fait que cette section de tube est dans l'entre-plafonds du laboratoire se trouvant à une température d'environ 25°C. Ainsi, pour cet intervalle de temps, l'augmentation de température du réfrigérant liquide résulte de l'effet transitoire de transfert de chaleur avec la paroi du tube.
- Finalement, contrairement aux résultats de la boucle #2, la température mesurée au fond du puits n'est pas supérieure aux valeurs mesurées directement en amont et en aval de ce point; signe que l'état du réfrigérant en ce point n'est pas diphasique.

Considérant que le fluide à la sortie de la boucle #2 soit à l'état de mélange diphasique, nous observons sur la Figure 7.12 que la température chute de la position 80 m à la position 100 m pour l'intervalle de temps de 0 à 15 min. Par la suite, lors de l'avancement du test, cette chute de température diminue et devient pratiquement nulle pour l'intervalle de temps de 100 à 115 min. Le fluide étant en mélange diphasique, cette chute de température résulte des pertes de charge de l'écoulement. Ainsi, il est possible de considérer que l'écoulement circulant dans cette boucle diminue en fonction de l'avancement du test.

Les Figure 7.14 et Figure 7.15 permettent d'appuyer ces observations. En effet, nous rappelons que le rapport y_{32} présente, selon le bilan énergétique (7.2), le rapport minimum probable entre le débit de la boucle #3 et de la boucle #2. Ce rapport augmente selon l'avancement du test signifiant que la proportion du débit de la boucle #2 diminue conséquemment. De plus le sous-refroidissement mesuré en amont de l'élément détenteur augmente graduellement et se rapproche davantage du sous-refroidissement de la boucle #3 bien que ce dernier diminue graduellement.

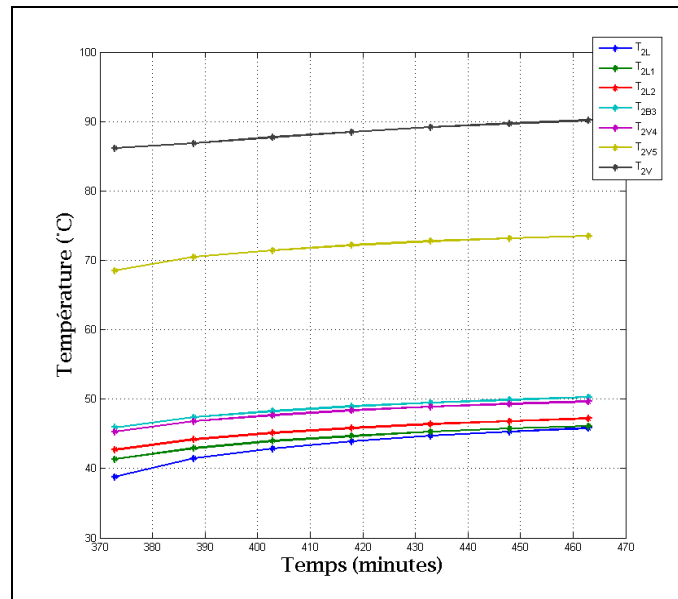


Figure 7.10 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #2

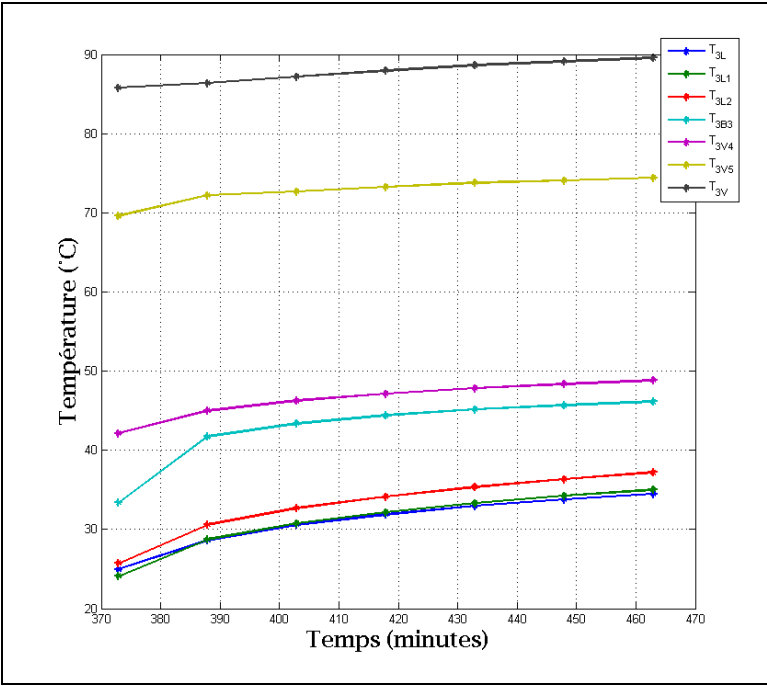


Figure 7.11 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #3

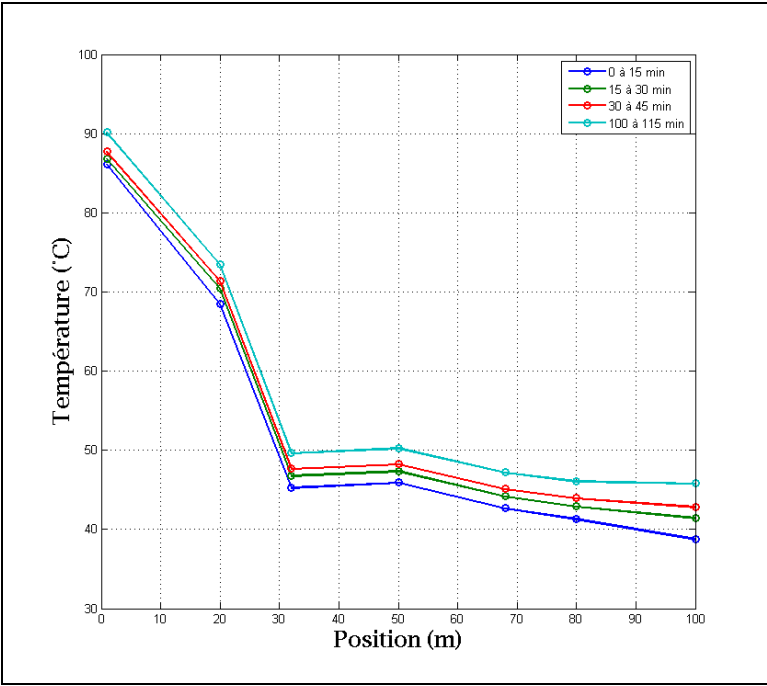


Figure 7.12 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #2

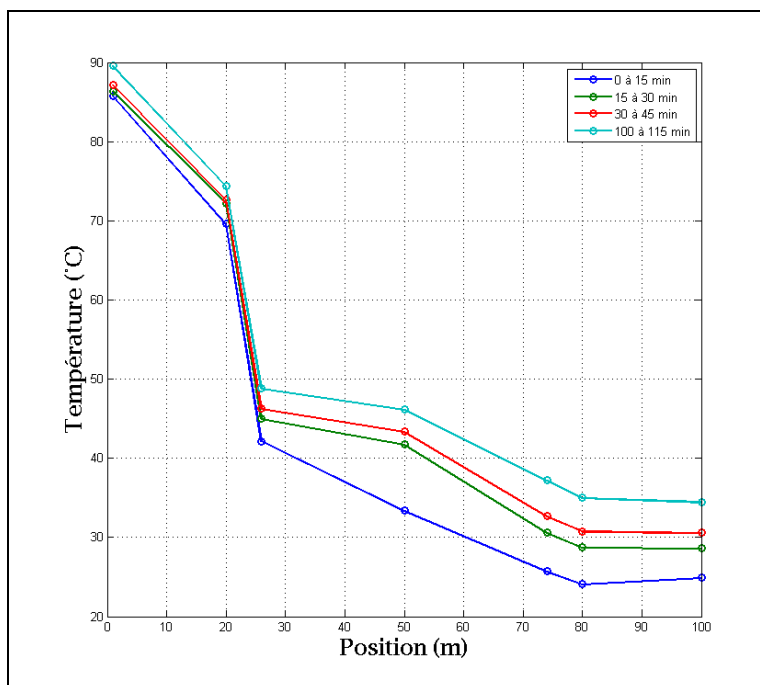


Figure 7.13 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #3

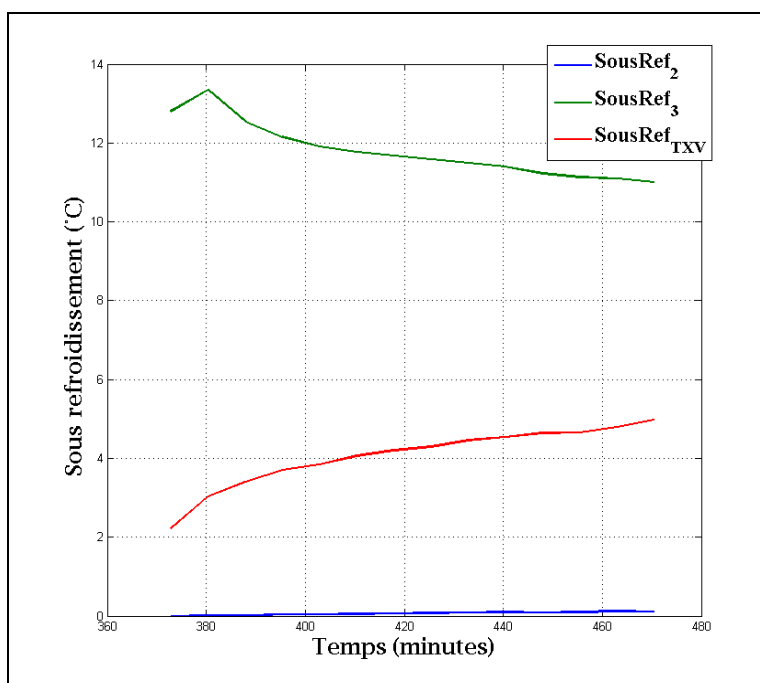


Figure 7.14 Évolution temporelle du sous-refroidissement

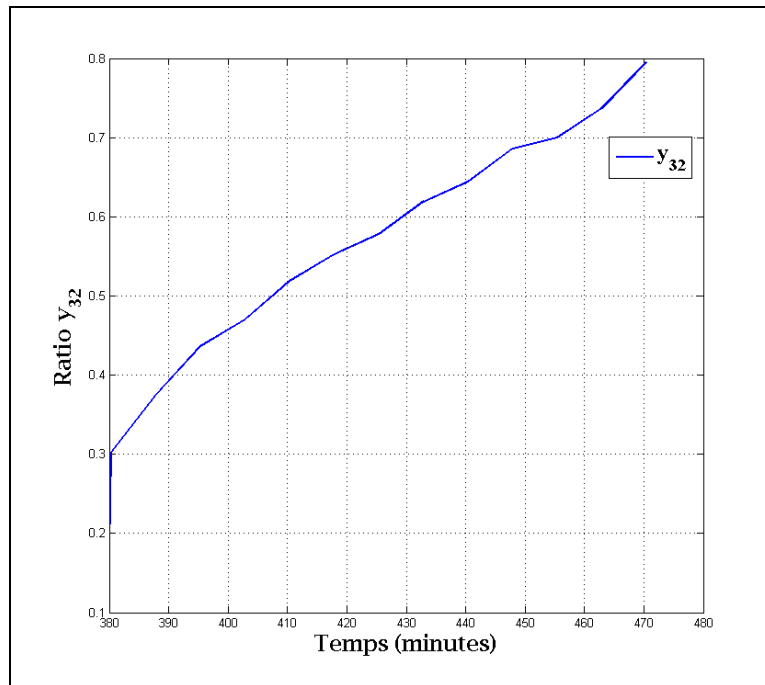


Figure 7.15 Évolution temporelle du rapport y_{32}

7.3.3 Analyse des résultats du condenseur constitué de deux boucles en parallèle (boucle #1 et #3)

L'analyse des Figure 7.16 à Figure 7.19 permet de visualiser la distribution temporelle et spatiale des températures mesurées dans les boucles #1 et #3. L'évolution temporelle des températures à chaque point de mesure et dans chacune des boucles est similaire. L'augmentation des températures résulte de l'augmentation de pression au condenseur lors du fonctionnement continu du système. Il est à noter que ce test survient immédiatement après le test effectué avec les boucles #2 et #3 activées. Ainsi les conditions de sol sont thermiquement perturbées, particulièrement pour la boucle #3; la boucle #1 ayant été inutilisée pendant environ deux heures.

Les Figure 7.18 et Figure 7.19 permettent de faire ressortir les similarités et les différences comportementales des deux boucles.

Premièrement, il est possible de constater l'effet gravitationnel sur la température du réfrigérant dans la boucle#1. En effet, la température au fond du puits (position 50 m) est toujours supérieure à celle mesurée en amont et en aval de cette position. Ce résultat démontre que l'état du réfrigérant à cet endroit dans le puits est sous forme de mélange diphasique tel que présenté dans section 7.3.1.

Par la suite, les résultats des Figure 7.22 et Figure 7.23 permettent de considérer que l'état du fluide dans le tube ascendant est sous forme de liquide sous-refroidi. Le trait pointillé dans ces figures représente la distribution de la température de saturation évaluée en considérant une distribution linéaire en fonction des valeurs évaluées de température de saturation à l'entrée et à la sortie de la boucle. La distribution de température de saturation réelle n'est certes pas linéaire, mais les résultats qualitatifs obtenus sont tout de même intéressants. Ainsi, de par l'observation de ces figures, il appert évident que l'état du réfrigérant à la sortie de la boucle #1 est liquide sous-refroidi.

Pour la boucle #3, les résultats sont différents. Rappelons que cette boucle a été utilisée durant environ deux heures avant le début de ce test spécifique. La Figure 7.26 présente la distribution de température dans cette boucle pour les 15 dernières minutes de la fin du test précédent (période #1) ainsi que pour les 15 premières minutes du test actuel (période #2). À la fin du test précédent, l'état du réfrigérant sortant de la boucle #3 était du liquide sous-refroidi. Lors du changement de boucles activées, la pression de refoulement du compresseur et conséquemment la température de saturation de la boucle #3 ont chuté. Cette chute de pression a entraîné une vaporisation du réfrigérant dans la boucle (*voir* Figure 7.26). Par la suite, et tout le long du test, l'état du réfrigérant sortant de la boucle #3 est un mélange diphasique.

On note que la température du réfrigérant au fond du puits de la boucle #3 diminue graduellement. Cette diminution est attribuable à l'apparition de réfrigérant liquide dans cette boucle accompagnée d'un sous-refroidissement. Dans le tube ascendant, le réfrigérant voit sa température augmenter jusqu'à la position 74 m. Ce réchauffement, diminution indésirable du

sous-refroidissement, est causé par l'interférence thermique des deux tubes parallèles dans le puits. Selon, les résultats il semble également que ce réchauffement occasionne un changement de phase du réfrigérant et l'apparition d'un écoulement diphasique à la sortie du puits (*voir position 80 m Figure 7.25*)

Considérant que le fluide à la sortie de la boucle #3 soit à l'état de mélange diphasique, nous observons sur la Figure 7.19 que la température chute de la position 74 m à la position 100 m pour l'intervalle de temps de 0 à 15 min. Par la suite, lors de l'avancement du test, cette chute de température diminue. Le fluide étant en mélange diphasique, cette chute de température résulte des pertes de charge de l'écoulement. Ainsi, il est possible de considérer que l'écoulement circulant dans cette boucle diminue en fonction de l'avancement du test.

Les Figure 7.20 et Figure 7.21 permettent d'appuyer ces observations. En effet, nous rappelons que le rapport y_{13} présente, selon le bilan énergétique (7.3) le rapport minimum probable entre le débit de la boucle #1 et de la boucle #3. Ce rapport augmente selon l'avancement du test signifiant que la proportion du débit de la boucle #1 diminue conséquemment. De plus le sous-refroidissement mesuré en amont de l'élément détenteur augmente graduellement et se rapproche davantage du sous-refroidissement de la boucle #1 bien que ce dernier diminue graduellement.

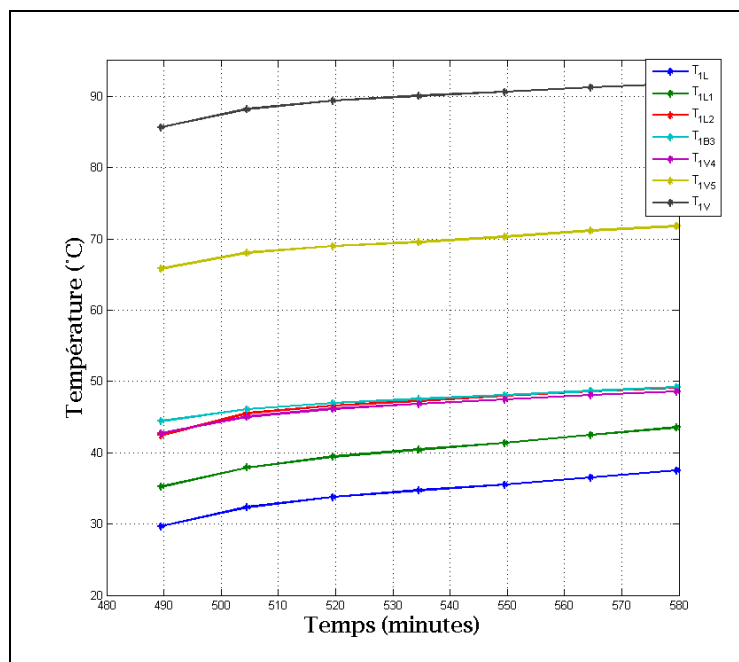


Figure 7.16 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #1

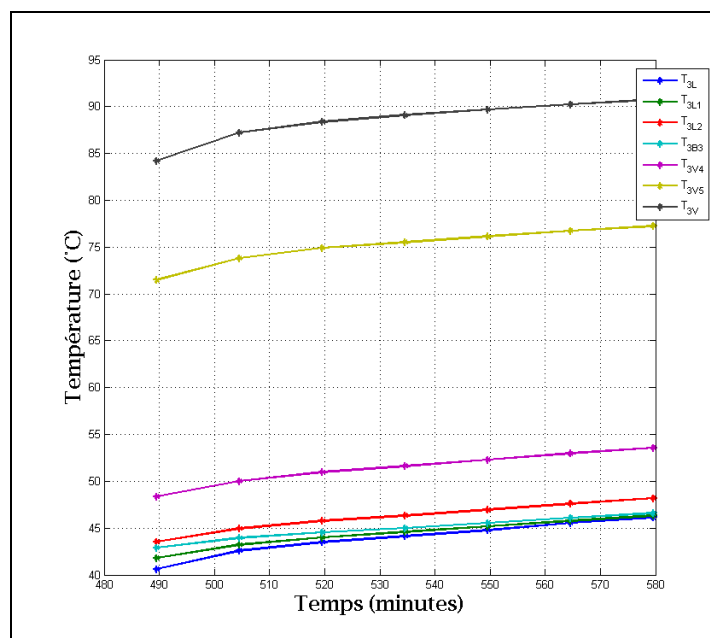


Figure 7.17 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #3

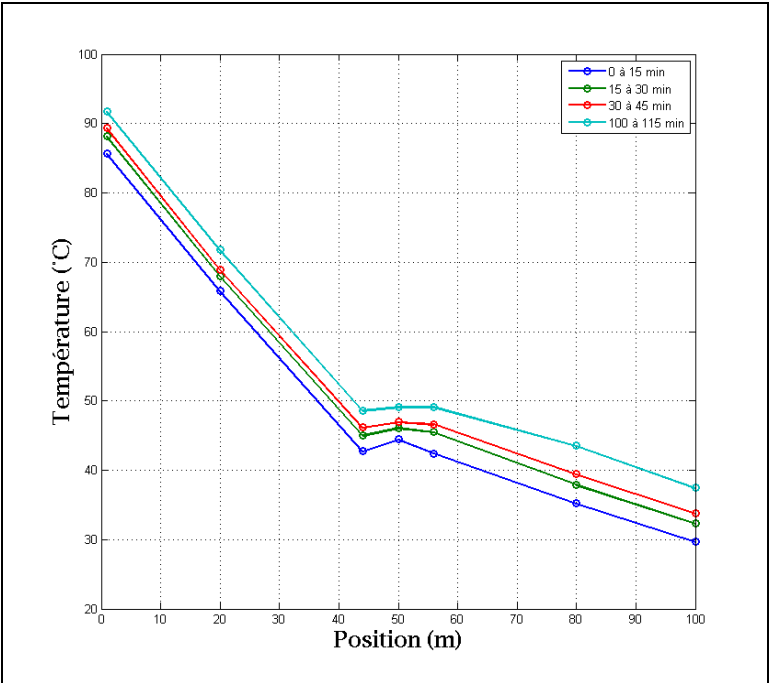


Figure 7.18 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #1

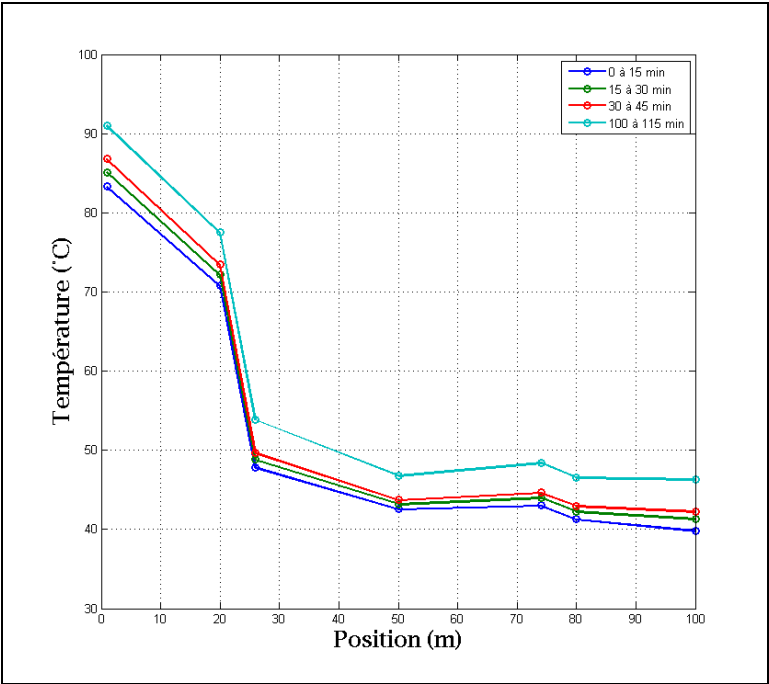


Figure 7.19 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #3

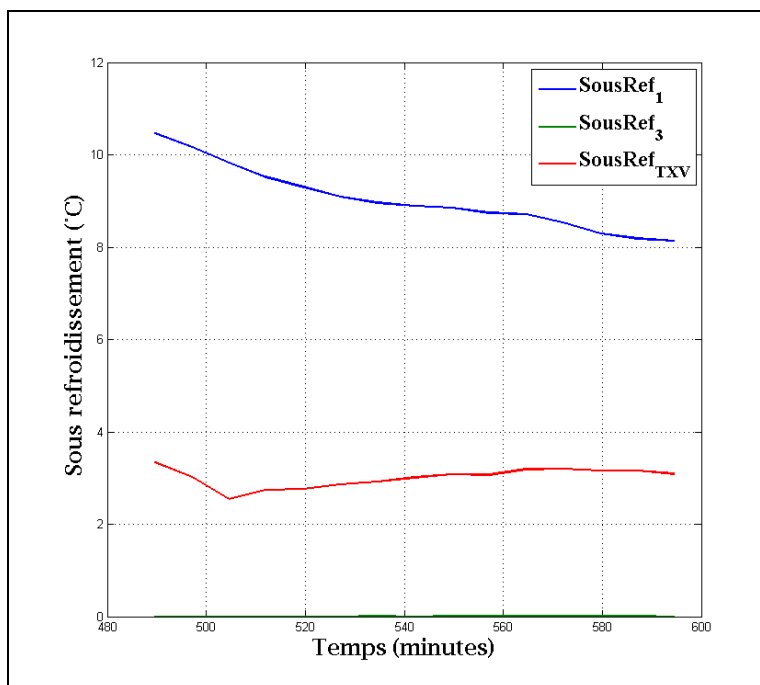


Figure 7.20 Évolution temporelle du sous-refroidissement

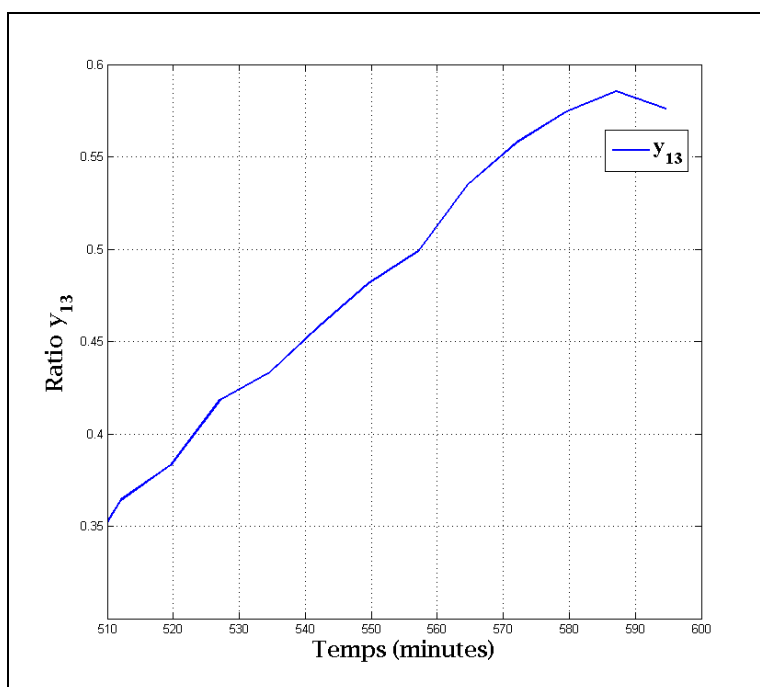


Figure 7.21 Évolution temporelle du rapport y_{13}

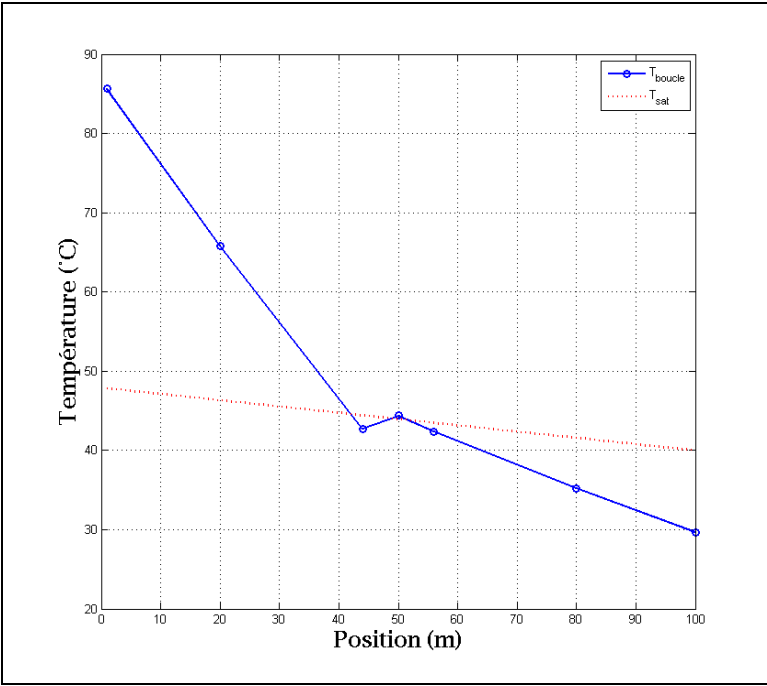


Figure 7.22 Températures boucle #1 (0 à 15 min)

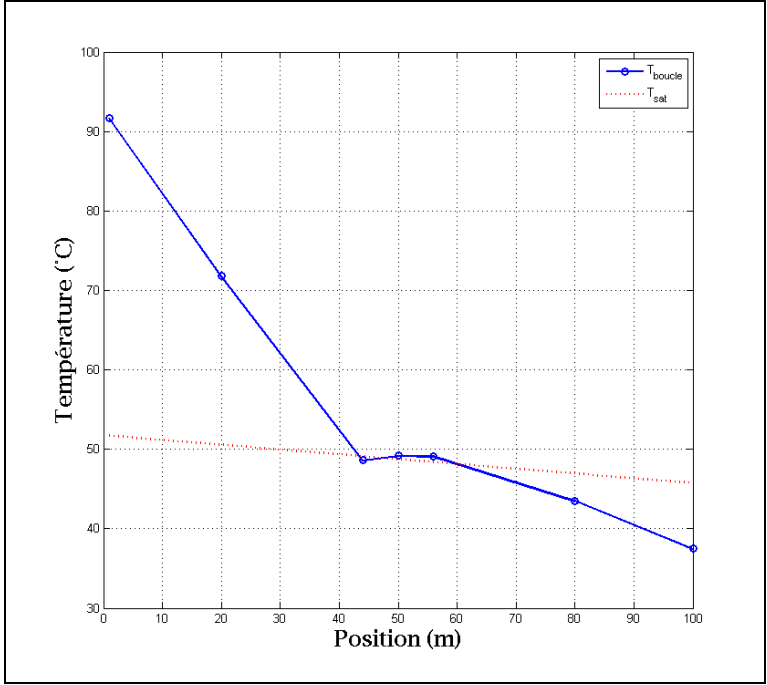


Figure 7.23 Températures boucle #1 (110 à 115 min)

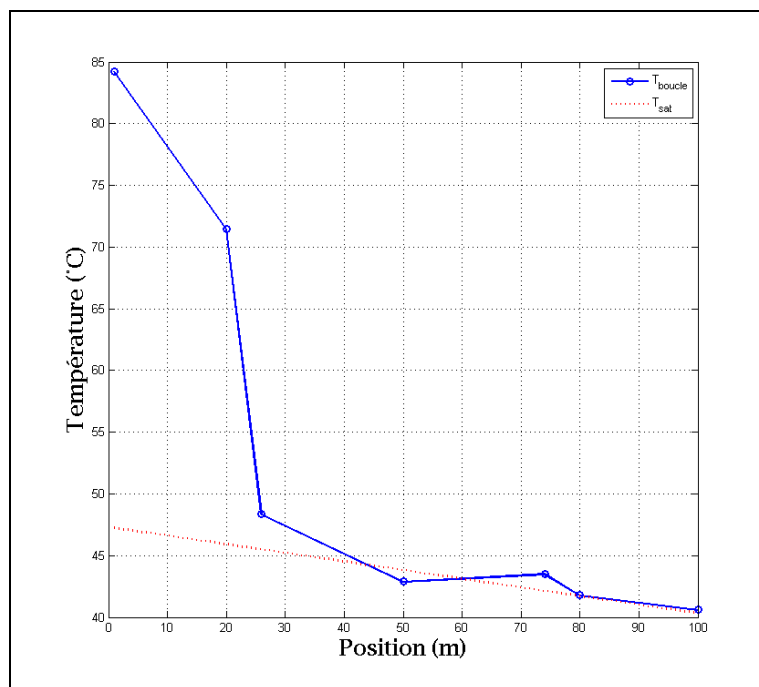


Figure 7.24 Températures boucle #3 (0 à 15 min)

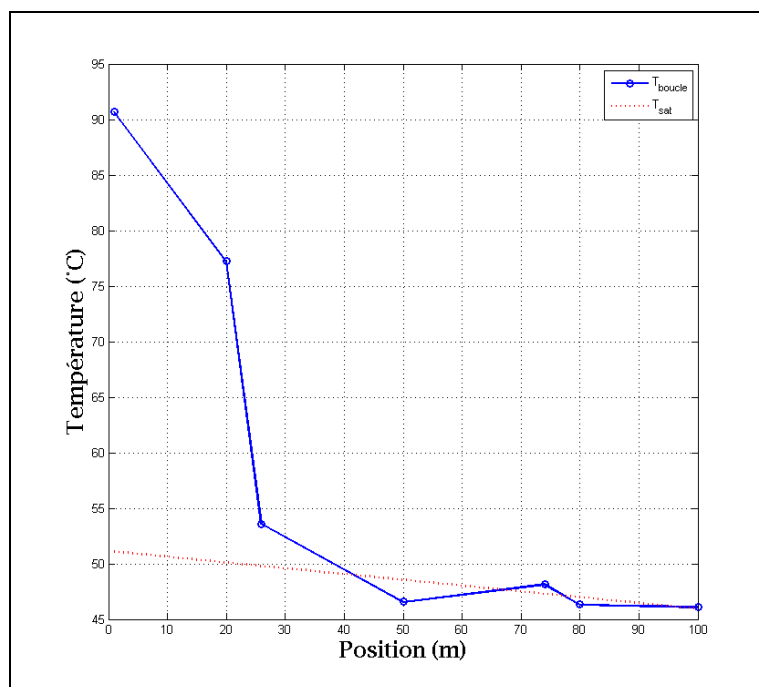


Figure 7.25 Températures boucle #3 (110 à 115 min)

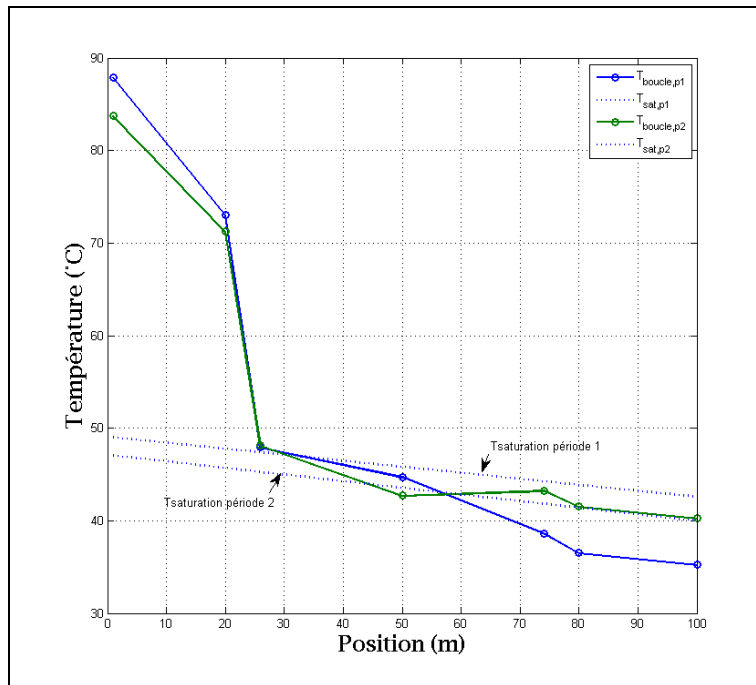


Figure 7.26 Températures boucle #3

7.3.4 Résumé

Les sections précédentes ont permis d'analyser le comportement du condenseur constitué de différentes paires de boucles en parallèle. Tel qu'il a été présenté, le comportement varie selon les boucles utilisées ainsi que selon l'historique de fonctionnement préalable des boucles.

L'instrumentation actuelle du banc d'essai ne permet pas de mesurer ou d'évaluer le débit massique de réfrigérant dans chacune des boucles activées. Toutefois, l'analyse de certains résultats a permis d'observer les situations de distribution non uniforme dans ces boucles en parallèle. Une instrumentation plus complète permettrait d'appuyer et de confirmer les situations de distribution non uniforme en plus de permettre l'évaluation de mesures de correction de distribution de débit.

Afin de bonifier l'instrumentation du banc d'essai actuel, l'installation de débitmètres à l'entrée et à la sortie de chacune des boucles serait souhaitable. La nécessité de cette

installation réside dans le fait que la distribution non uniforme semble être un phénomène transitoire et que des variations temporelles de masse de réfrigérant dans les boucles sont probables. De plus, afin de mieux évaluer l'état du réfrigérant à la sortie des boucles, des voyants de liquide pourraient être installés sur chacune d'elles. Ces voyants permettraient de détecter la présence de fluide diphasique à la sortie des puits et ainsi aider dans l'évaluation des propriétés de cet écoulement.

Les mesures correctrices des déficiences associées à la distribution non uniforme du débit dans les boucles en parallèle pourraient être, sans s'y limiter, l'installation de valves d'équilibrage en amont et en aval de chacune des boucles. Le réglage de ces valves permettrait d'effectuer un certain ajustement de la distribution de réfrigérant et potentiellement d'améliorer les performances du système.

CHAPITRE 8

RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX DU SYSTÈME GLOBAL EN MODE CHAUFFAGE (trois boucles géothermiques activées)

Les données expérimentales présentées dans cette section visent à permettre l'analyse énergétique globale du système ainsi que ses caractéristiques de fonctionnement en fonction du mode d'opération et des conditions spécifiques d'opération à savoir: mode chauffage pour un fonctionnement continu lors de temps de fonctionnement longs. De plus, il est à noter que ce chapitre présente les résultats de fonctionnement du système avec les trois boucles géothermiques activées tel que prescrit par le manufacturier du système.

Pour l'analyse du système en mode chauffage, nous rappelons que durant ce mode d'opération:

- L'échangeur réfrigérant-eau est le condenseur.
- L'échangeur réfrigérant-sol est l'évaporateur. Cet évaporateur est constitué de trois boucles en parallèle et le contrôle du débit de réfrigérant dans chaque boucle se fait avec une valve de détente thermostatique dédiée à chaque boucle.

8.1 Méthodologie expérimentale

L'un des objectifs de la réalisation de tests expérimentaux consiste à obtenir des données expérimentales permettant l'analyse des modèles de simulation développés. La méthodologie généralement employée pour les systèmes frigorifiques consiste à faire fonctionner continuellement le système en mode d'opération voulu tout en gardant constantes les conditions d'entrée des fluides secondaires, à savoir leur débit et leur température. De cette façon, après un temps de fonctionnement relativement court, le système opère en régime considéré permanent. L'obtention des résultats expérimentaux pour un fonctionnement en régime permanent facilite généralement les bilans énergétiques ainsi que la validation des modèles de simulation.

L'une des conditions particulières du fonctionnement d'une pompe à chaleur géothermique est le transfert de chaleur diffusif et transitoire du côté de l'échangeur réfrigérant-sol. Dans le système étudié, puisque l'échangeur réfrigérant-sol est une composante intégrale du circuit frigorifique, cet effet est d'autant plus marqué et significatif. Ainsi, l'obtention d'un régime considéré permanent ou quasi-permanent demande un temps de fonctionnement plus long que les systèmes frigorifiques utilisant deux fluides secondaires comme puits et sources de chaleur. Bien que pour le système étudié le régime permanent ne s'obtient jamais, certaines conditions d'opération considérées quasi-permanentes seront utilisées afin d'obtenir des résultats permettant l'analyse du système.

Pour le système étudié, la méthodologie pour l'obtention de résultats en régime quasi-permanent consiste initialement à maintenir des conditions constantes du côté de l'eau entrant dans l'échangeur de chaleur eau-réfrigérant (à savoir le débit d'eau et la température de l'eau). Par la suite, le système est mis en fonctionnement continu pour un temps de fonctionnement relativement long jusqu'à ce que les conditions d'opération générales du système soient considérées quasi-permanentes. L'obtention de conditions quasi-permanentes est réalisée lorsque la variation temporelle du comportement énergétique du système ou encore le comportement d'une composante particulière est considérée faible pour l'analyse voulue.

8.2 Résultats expérimentaux mode chauffage continu (3 boucles activées)

Plusieurs tests expérimentaux ont été réalisés en mode chauffage continu. Les résultats du test présenté dans cette section sont considérés comme représentatifs des résultats des autres tests effectués. Ce test, *Mode Chauffage Continu (3 boucles activées)*, est d'une durée approximative de 600 minutes (10 heures). Les détails des conditions de test et des intervalles de tests pour les analyses sont présentés en Annexe VIII.

8.2.1 Analyse globale du système; détermination du régime quasi-permanent

La Figure 8.1 présente les températures de l'eau à l'entrée et à la sortie de l'échangeur réfrigérant-eau. Puisque l'eau circule en circuit fermé et échange de la chaleur avec la boucle

d'eau mitigée du laboratoire, l'obtention d'une température constante pour l'eau à l'entrée de l'échangeur réfrigérant-eau demande un certain temps et est sujet à des fluctuations causées par l'opération d'autres systèmes raccordés à la boucle d'eau mitigée. Il est néanmoins possible de remarquer que la température de l'eau devient en régime quasi-permanent après environ 30 minutes de test. Par la suite, la température demeure relativement stable. La température moyenne de l'eau à l'entrée de l'échangeur réfrigérant-eau pour la période de 570 minutes considérées en régime quasi-permanent est de 34.9 °C avec un écart type de 0.5 °C.

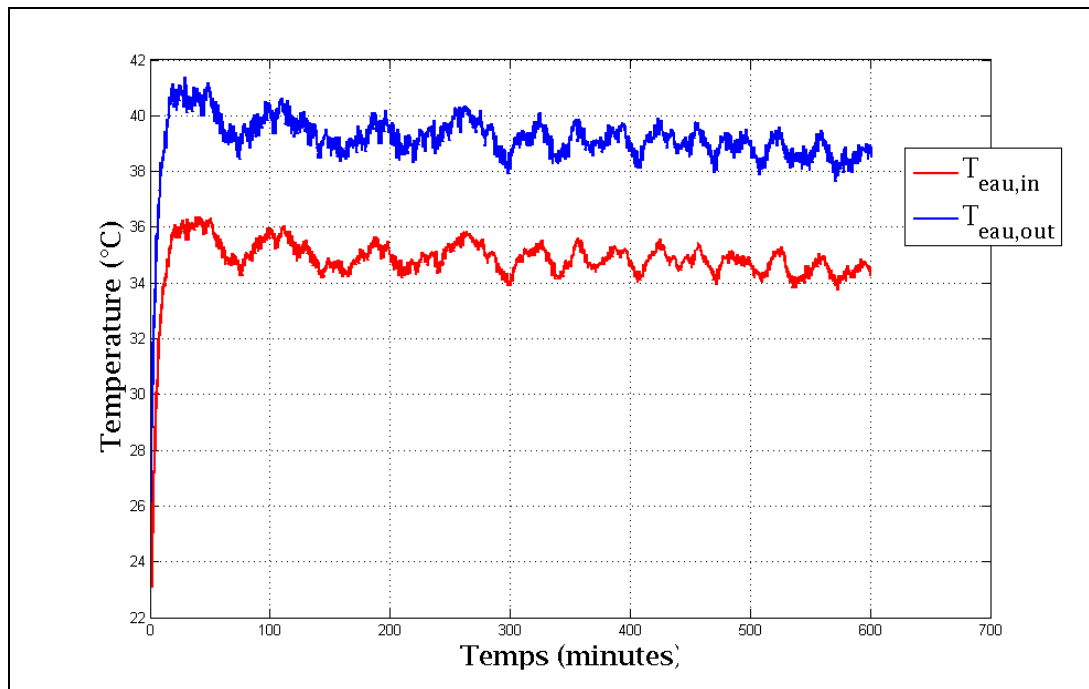


Figure 8.1 Graphique des températures de l'eau

Les Figure 8.2 et Figure 8.3 présentent respectivement les pressions et les températures du réfrigérant. Il est à noter que pour des fins de simplifications de représentation, la valeur de pression P_L présentée correspond à la moyenne des trois pressions mesurées au niveau de la ligne liquide de chacune des trois boucles. De plus, les valeurs de température T_L et T_V présentées correspondent respectivement à la moyenne des trois températures mesurées au niveau de la ligne liquide et de la ligne vapeur de chacune des trois boucles. En effet, ces pressions et températures (P_{1L} , P_{2L} , P_{3L} , T_{1L} , T_{2L} , T_{3L} , T_{1V} , T_{2V} , T_{3V}) oscillent considérablement et leur comportement sera analysé en détail dans les chapitres subséquents.

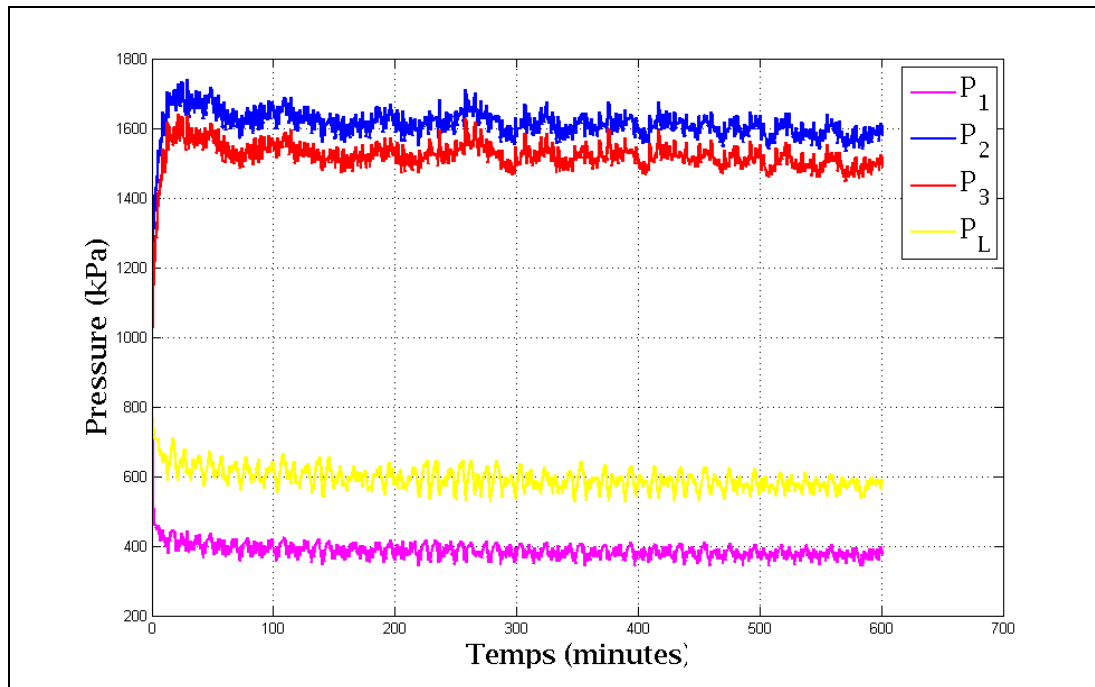


Figure 8.2 Graphique des pressions du réfrigérant

On observe que les pressions et températures évoluent durant les 30 premières minutes du test en fonction de l'évolution de la température de l'eau à l'entrée de l'échangeur réfrigérant-eau. Par la suite, la variation des variables est plus graduelle. Cette variation graduelle des variables est majoritairement attribuable au phénomène diffusif et transitoire de transfert de chaleur dans le sol au niveau de l'échangeur réfrigérant-sol.

Sur la Figure 8.3 on observe que la température T_L est supérieure à la température T_V . Rappelons que T_L correspond à la température moyenne du réfrigérant à l'entrée de l'évaporateur et T_V correspond à la température moyenne du réfrigérant à la sortie de l'évaporateur. Lors du fonctionnement normal d'une machine frigorifique à compression de vapeur, il est usuel d'observer la situation inverse. Pour le système actuel, nous détaillerons dans le chapitre suivant que la chute de température entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur est causée par les importantes pertes de charge au niveau de cet organe.

La Figure 8.4 montre la variation des puissances thermiques au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau. Les puissances thermiques diminuent considérablement lors des 30 premières minutes de tests et diminuent graduellement par la suite. La diminution initiale des puissances thermiques est en accord avec l'augmentation initiale de la température de l'eau à l'entrée de l'échangeur réfrigérant-eau. En effet, pour tout système frigorifique, l'augmentation de la température du fluide caloporteur secondaire au niveau du condenseur a pour conséquence de diminuer le rejet de chaleur au niveau de ce condenseur.

Par la suite, la diminution graduelle des puissances thermiques lors du fonctionnement en régime quasi-permanent est attribuable au transfert de chaleur diffusif et transitoire au niveau de l'échangeur réfrigérant-sol. L'absorption de chaleur au niveau de l'échangeur réfrigérant-sol a pour effet de diminuer graduellement la température du sol au voisinage des puits géothermiques. Cette diminution de température entraîne une diminution du taux d'évaporation du réfrigérant et par conséquent une diminution du débit de réfrigérant circulé dans le système. Ce débit moindre circulant dans le circuit contribue à diminuer le rejet de chaleur au condenseur.

Bien que le régime permanent ne soit pas obtenu pour ce mode d'opération, le régime quasi-permanent est considéré comme acceptable pour l'évaluation des performances ainsi que pour la validation des prises de mesures expérimentales. Ainsi, à moins qu'il ne le soit mentionné autrement, pour la majorité des résultats expérimentaux présentés dans cette thèse il sera considéré qu'un régime quasi-permanent de fonctionnement du système est obtenu après 30 minutes de fonctionnement continu.

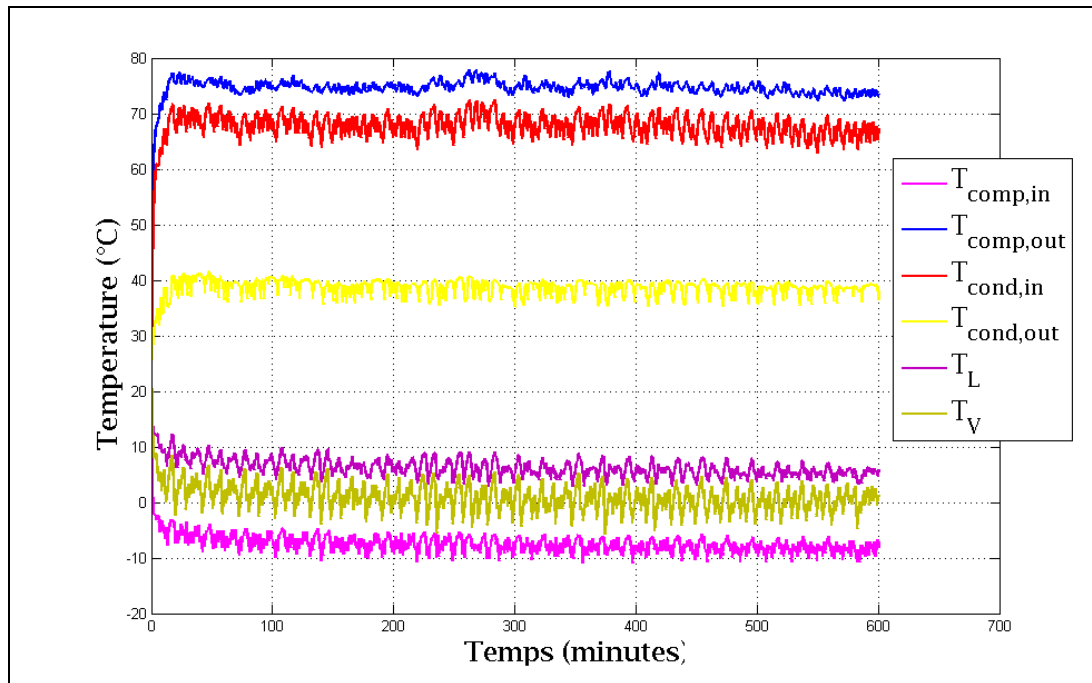


Figure 8.3 Températures du réfrigérant

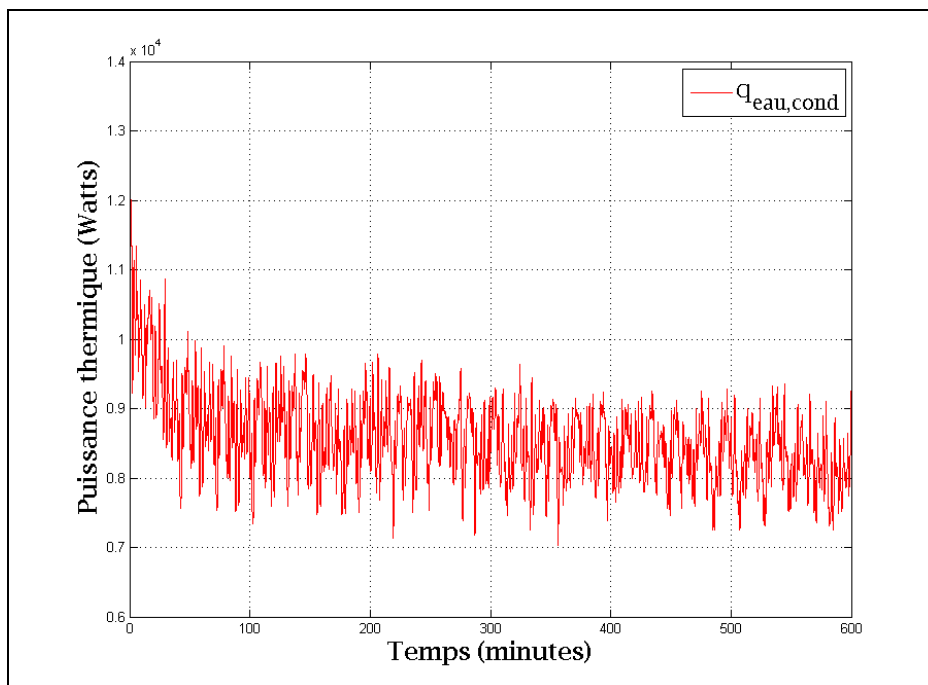


Figure 8.4 Puissance thermique au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau

8.2.2 Analyse énergétique et comportementale du système

Pour réaliser l'analyse énergétique et comportementale du système, les résultats expérimentaux des périodes de temps suivantes sont utilisés:

- Période #1: 10 premières minutes en régime quasi-permanent.
 - Minute 30 à minute 40.
- Période #2: 10 minutes du test après 110 minutes de fonctionnement en régime quasi-permanent.
 - Minute 140 à 150.
- Période #3: 10 dernières minutes du test d'une durée de 600 minutes.
 - Minute 590 à minute 600.

Les principaux paramètres mesurés, évalués ainsi que calculés sont présentés dans le Tableau 8.1.

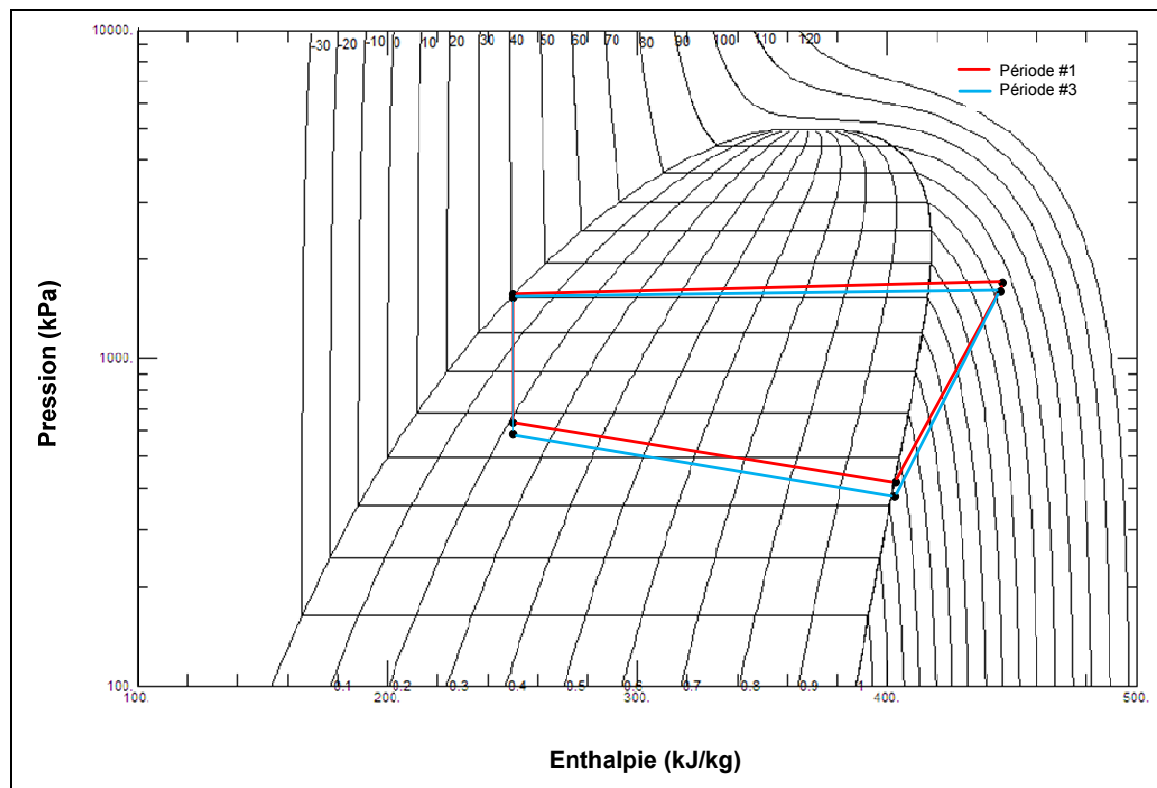


Figure 8.5 Diagramme Pression-Enthalpie pour les périodes #1 et #3

Tableau 8.1 Résultats: Mode chauffage continu (3 boucles activées), période #1, #2 et #3

Paramètres mesurés	Période #1	Période #2	Période #3	Unités
P_1	404	388	377	kPa
P_2	1669	1609	1586	kPa
P_3	1569	1512	1496	kPa
P_L	630	596	581	kPa
P_V	401	386	372	kPa
$T_{comp,in}$	-6.0	-7.2	-8.3	°C
$T_{comp,out}$	75.7	74.5	73.6	°C
$T_{cond,in}$	69.0	67.3	66.4	°C
$T_{cond,out}$	40.3	38.4	39.0	°C
T_L	8.2	6.5	5.6	°C
T_V	2.8	0.8	1.0	°C
$T_{XV,out}$	36.8	34.9	36.6	°C
m_{ref}	0.0454	0.0436	0.0415	kg/s
$T_{eau,in}$	36.0	34.5	34.6	°C
$T_{eau,out}$	40.6	39.0	38.7	°C
m_{eau}	0.474	0.474	0.474	kg/s
Paramètres évalués	Période #1	Période #2	Période #3	Unités
$T_{condensation,in}$	43.7	42.1	41.5	°C
$T_{condensation,out}$	41.1	39.6	39.1	°C
$T_{évaporation,in}$	7.6	5.8	5.0	°C
$T_{évaporation,out}$	-6.3	-7.4	-8.5	°C
$Surchauffe_{compresseur}$	0.3	0.2	0.2	°C
$Surchauffe_{sol}$	9.1	9.5	9.2	°C
$Surchauffe_{boucle1}$	7.9	6.6	6.8	°C
$Surchauffe_{boucle2}$	10.4	10.1	9.3	°C
$Surchauffe_{boucle3}$	9.0	7.9	12.1	°C
$Sous refroidissement$	0.8	1.2	0.1	°C
$\Delta P_{ref,cond}$	100	97	90	kPa
$\Delta P_{ref,sol}$	229	210	208	kPa
Paramètres Calculés	Période #1	Période #2	Période #3	Unités
$q_{ref,cond}$	8663	8398	7958	W
$q_{eau cond}$	8959	8905	8152	W
$q_{ref,sol}$	7436	7200	6784	W
$q'_{ref,sol}$	83	80	75	W/m
$Puissance_{ref}$	1993	1920	1825	W
$Puissance$	3136	3073	3028	W
$Pertes Totales$	766	723	650	W
COP	2.73	2.73	2.63	/
COP_{thermo}	4.73	4.75	4.72	/
$COP_{idéal}$	5.14	5.19	5.15	/
COP_{Carnot}	6.36	6.38	6.33	/
$\eta_{compresseur}$	63.6	62.5	60.3	%
$\eta_{volumétrique}$	68.4	68.1	66.9	%
$\eta_{isentropique}$	81.5	81.5	82.5	%

La Figure 8.5 présente le cycle frigorifique du système pour les périodes de test #1 et #3. Pour des fins de simplification, seuls les points thermodynamiques d'importance sont identifiés: entrée et sortie du compresseur, sortie du condenseur et entrée de l'évaporateur.

Par l'observation de cette figure, on note que le système opère avec une surchauffe au compresseur et un sous-refroidissement au condenseur pratiquement nuls. Bien qu'une surchauffe d'environ 9°C soit mesurée à la sortie de l'évaporateur, la surchauffe à l'entrée du compresseur est nulle. Cette situation est attribuable au fait qu'un accumulateur est situé entre l'évaporateur et le compresseur et que ce dernier permet au compresseur de n'aspirer que la phase vapeur du réfrigérant lors d'un excès de liquide. Ainsi, selon les résultats obtenus, il est considéré que lors du fonctionnement du système, l'accumulateur contient une certaine quantité de réfrigérant liquide. La charge de réfrigérant dans le système est ainsi à tout le moins suffisante.

Le diagramme Pression-Enthalpie permet également de voir que le système semble opérer avec un sous-refroidissement nul au condenseur. Ce sous-refroidissement est difficilement mesurable et en pratique le système peut opérer avec la présence de réfrigérant vapeur à la sortie du condenseur. Ce comportement peut nuire au système tant du point de vue de la dégradation des performances que de la présence d'instabilité d'opération aux éléments détenteurs par la présence de réfrigérant vapeur à leur entrée. Cette situation peut être causée par un sous-dimensionnement du condenseur pour le système actuel.

L'utilisation d'un échangeur de chaleur entre le réfrigérant à la sortie du condenseur et celui à la sortie de l'évaporateur pourrait contribuer à augmenter les performances opérationnelles du système. En effet, cet échangeur a pour fonction d'augmenter le sous-refroidissement à la sortie du condenseur et augmenter la surchauffe à la sortie d'évaporateur.

L'une des conditions de conception des systèmes frigorifiques est l'obtention de pertes de charge par friction faible dans les échangeurs de chaleur et les lignes de liquide et de vapeur. Ces pertes de charge sont souvent imposées pour résulter en une baisse de température de

saturation de l'ordre de 0.5 à 1.0 Kelvin pour les lignes vapeur et liquide. Ces conditions de conception constituent de bonnes pratiques de dimensionnement permettant un bon compromis entre le coût de conception et d'opération ainsi que le coût d'entretien du système.

Pour le condenseur, on remarque que les pertes de charge entre le compresseur et le détendeur sont respectivement de 100 et 90 kPa pour les périodes #1 et #3. Ces pertes de charge correspondent à des chutes de température de respectivement 2.6 K et 2.4 K. Ces pertes de charge mesurées incluent les pertes de charge dans les lignes de refoulement de vapeur et de liquide et dans le condenseur et se comparent ainsi avec les valeurs généralement établies lors de la conception des systèmes.

Pour l'évaporateur, on remarque que les pertes de charge entre le détendeur et le compresseur sont respectivement de 229 et 209 kPa pour les périodes #1 et #3. Ces pertes de charge correspondent à des chutes de température de saturation de respectivement 13.9 K et 13.5 K. Ces pertes de charge mesurées incluent les pertes de charge dans les lignes de liquide, d'aspiration de vapeur et dans l'évaporateur. On remarque que ces pertes de charge sont importantes en comparaison avec les pertes de charge de conception généralement utilisées. Ces importantes pertes de charge peuvent contribuer à diminuer les performances du système en augmentant le travail nécessaire au compresseur.

Finalement, par l'analyse du diagramme Pression-Enthalpie, on observe que la différence majeure d'opération du système entre les périodes #1 et #3 réside au niveau de l'évaporateur. En effet pour la période #3, le système opère avec une pression d'évaporateur plus faible que durant la période #1. Cet abaissement de pression résulte de l'abaissement de température locale au niveau des boucles géothermiques par l'extraction continue de chaleur du sol.

8.2.3 Analyse de l'évolution temporelle des performances

Nous rappelons que l'une des particularités des pompes à chaleur géothermique est le transfert de chaleur diffusif et transitoire avec le sol. Ce phénomène est d'autant plus

important et marqué pour les pompes à chaleur géothermiques à expansion directe puisque l'échangeur réfrigérant-sol est une composante intégrale du circuit frigorifique. De ce fait, les performances et le comportement transitoire de ce type de système sont directement influencés par le phénomène de transfert de chaleur avec le sol.

Nous rappelons également que selon nos connaissances, il n'existe présentement aucun outil de dimensionnement des puits géothermiques pour les systèmes à expansion directe. De ce fait, les systèmes sont généralement installés en considérant une règle empirique d'une (1) boucle géothermique de 30 mètres de profondeur pour chaque 3.5 kW de puissance thermique de climatisation de la machine frigorifique.

L'analyse de l'évolution temporelle des performances et caractéristiques d'opération du système et de ses composantes permet de quantifier les effets de dégradation des performances lors du fonctionnement en continu du système.

Pour réaliser cette analyse, il est considéré qu'après 30 minutes de fonctionnement le système opère en régime quasi permanent. Les performances du système sont évaluées toutes les dix minutes de fonctionnement en considérant la valeur moyenne des paramètres mesurés pour cet intervalle de temps. Les figures Figure 8.6 et Figure 8.7 présentent l'évolution des valeurs moyennes de puissance thermique au condenseur, ainsi que celles du COP , COP_{thermo} , $COP_{idéal}$ et COP_{Carnot} .

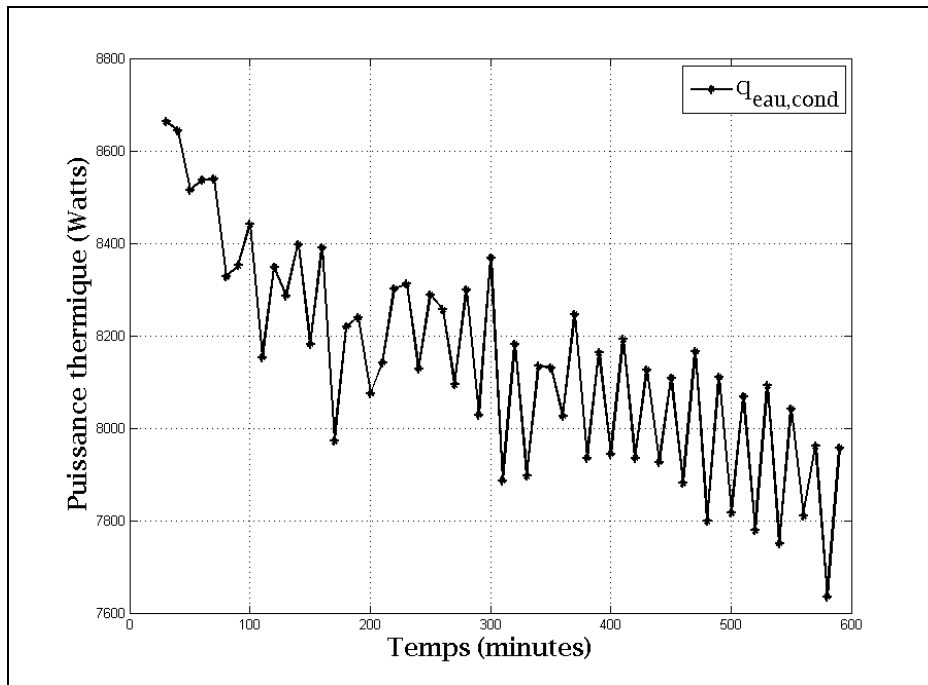


Figure 8.6 Évolution temporelle de la puissance thermique du condenseur

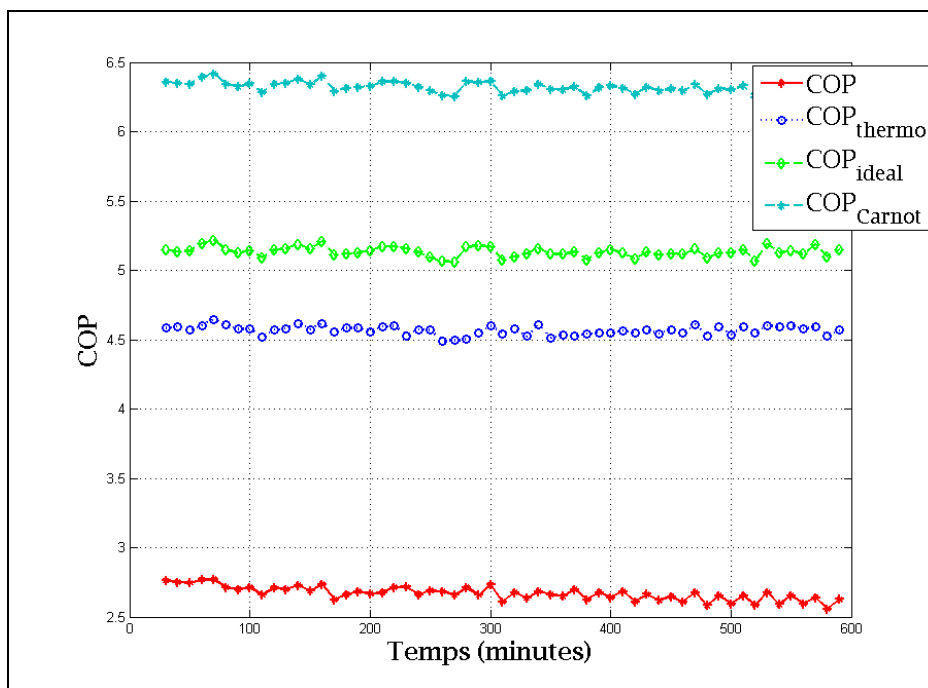


Figure 8.7 Évolution temporelle du COP , COP_{thermo} , $COP_{idéal}$ et COP_{Carnot}

8.2.3.1 Détermination de la dégradation temporelle des performances du système

Pour évaluer la dégradation temporelle des performances du système, nous estimerons que le paramètre évalué initial est équivalent à la valeur moyenne de ce paramètre prévalant durant le premier intervalle de dix minutes en régime quasi-permanent et que le paramètre évalué final est équivalent à la valeur moyenne de ce paramètre prévalant durant le dernier intervalle de dix minutes de la période de test déterminée. À titre d'exemple, le calcul de la dégradation temporelle de la puissance thermique au condenseur est évalué selon:

$$\%Dégradation\ q_{cond} = \frac{q_{cond,final} - q_{cond,initial}}{q_{cond,initial}} \quad (8.1)$$

Le tableau suivant présente les valeurs de dégradation temporelle des principaux paramètres de performance évalués. Une première évaluation est réalisée entre la période #1 et la période #2 et une deuxième évaluation entre la période #1 et la période #3.

Tableau 8.2 Résultats: Dégradation temporelle des performances:
Mode chauffage continu (3 boucles activées)

Paramètres mesurés	De la Période #1 à la période #2	De la Période #1 à la période #3
$q_{ref,cond}$	-3.1%	-8.1%
$q_{eau\ cond}$	-0.6%	-9.0%
$q_{ref,sol}$	-3.2%	-8.8%
$q'_{ref,sol}$	-3.2%	-9.6%
$Puissance_{ref}$	-3.7%	-8.4%
$Puissance$	-2.0%	-3.4%
$Pertes\ Totales$	-5.6%	-15.1%
COP	0.0%	-3.7%
COP_{thermo}	0.4%	-0.2%
$COP_{idéal}$	1.0%	0.2%
COP_{Carnot}	0.3%	-0.5%
$\eta_{compresseur}$	-1.7%	-5.2%
$\eta_{volumétrique}$	-0.4%	-2.2%
$\eta_{isentropique}$	0.0%	1.2%

Il est possible d'observer que la variation du *COP* du système durant les premières 120 minutes en régime quasi-permanent est pratiquement nulle. De plus, après 600 minutes de fonctionnement continu, le *COP* du système diminue de 3.7% par rapport à sa valeur initiale. Cette diminution de performance est considérée faible et démontre en partie que l'échangeur de chaleur réfrigérant-sol, constitué de trois boucles en parallèle de 30 mètres de profondeur chacune, est suffisamment dimensionné pour le système actuel considérant l'état du sol dans lequel sont forés les puits géothermiques.

L'analyse globale des conditions d'opération du système lors de temps de fonctionnement longs et continus permet de réaliser que le système est en mesure de fonctionner convenablement en utilisation soutenue. Nous avons réalisé des tests en fonctionnement continu pour des temps de fonctionnement allant de 10 à 40 heures. Durant ces tests, le système a été en mesure de fonctionner continuellement sans pertes importantes de performance.

La diminution incontournable des performances du système lors d'un fonctionnement continu est attribuable à la diminution de la température moyenne au voisinage des puits géothermiques. En effet, lors du fonctionnement en mode chauffage, l'évaporateur est l'échangeur réfrigérant-sol; l'extraction continue de chaleur au niveau de l'évaporateur a pour effet de faire diminuer la température moyenne locale au voisinage des puits:

- Cette diminution de température entraîne une diminution du taux de transfert de chaleur et conséquemment du taux d'évaporation du réfrigérant dans l'évaporateur.
- La diminution du taux d'évaporation du réfrigérant couplée à l'aspiration volumétrique quasi-constante du compresseur entraîne une diminution de la pression, et par conséquent de la température, du réfrigérant au niveau de l'évaporateur. Dans le Tableau 8.1, entre la période #1 et la période #3 la pression à l'entrée du compresseur a chuté de 404 kPa à 377 kPa. Conséquemment, la température d'évaporation a chuté de 7.6 °C à 5.0 °C à l'entrée de l'évaporateur et -6.3 °C à -8.5 °C à la sortie de l'évaporateur.
- La diminution de la pression à l'évaporateur entraîne une diminution de la pression à l'entrée du compresseur.

- Au niveau du refoulement du compresseur vers le condenseur, les conditions de la boucle d'eau sont quasi-constantes. Ceci a pour conséquence d'augmenter le rapport des pressions entre la succion et le refoulement du compresseur et ainsi diminuer le débit de réfrigérant circulé par le compresseur dans le circuit en plus d'augmenter le travail nécessaire du compresseur.
- La diminution du débit de réfrigérant circulé entraîne par conséquent une diminution du taux de rejet de chaleur au condenseur et une diminution des performances du système.

Les Figure 8.8 et Figure 8.9 présentent respectivement l'évolution temporelle moyenne du rapport des pressions au compresseur et du débit de réfrigérant circulé par le compresseur.

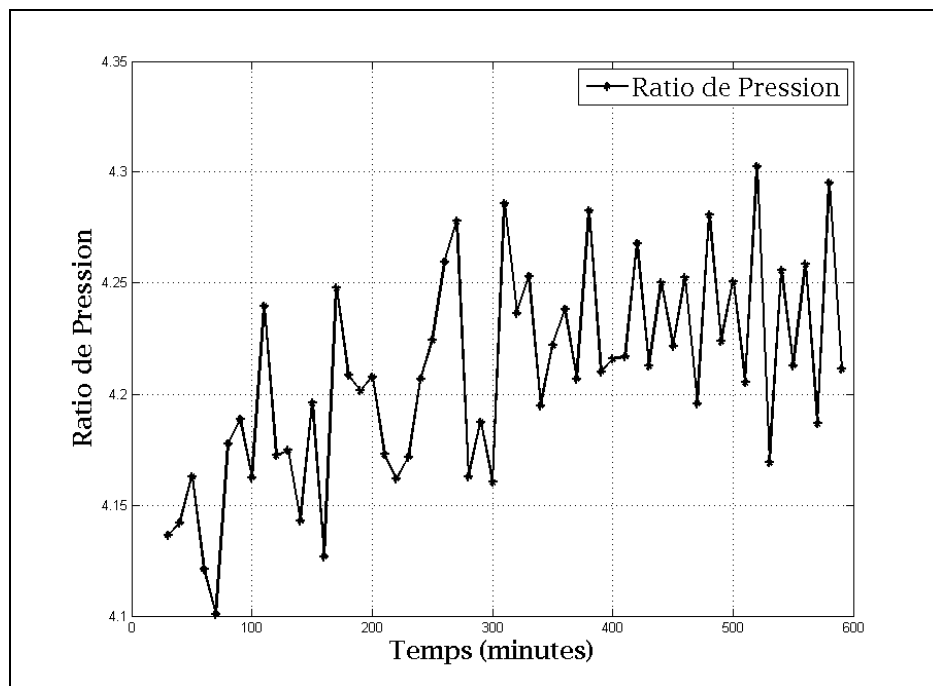


Figure 8.8 Évolution temporelle du rapport des pressions au compresseur

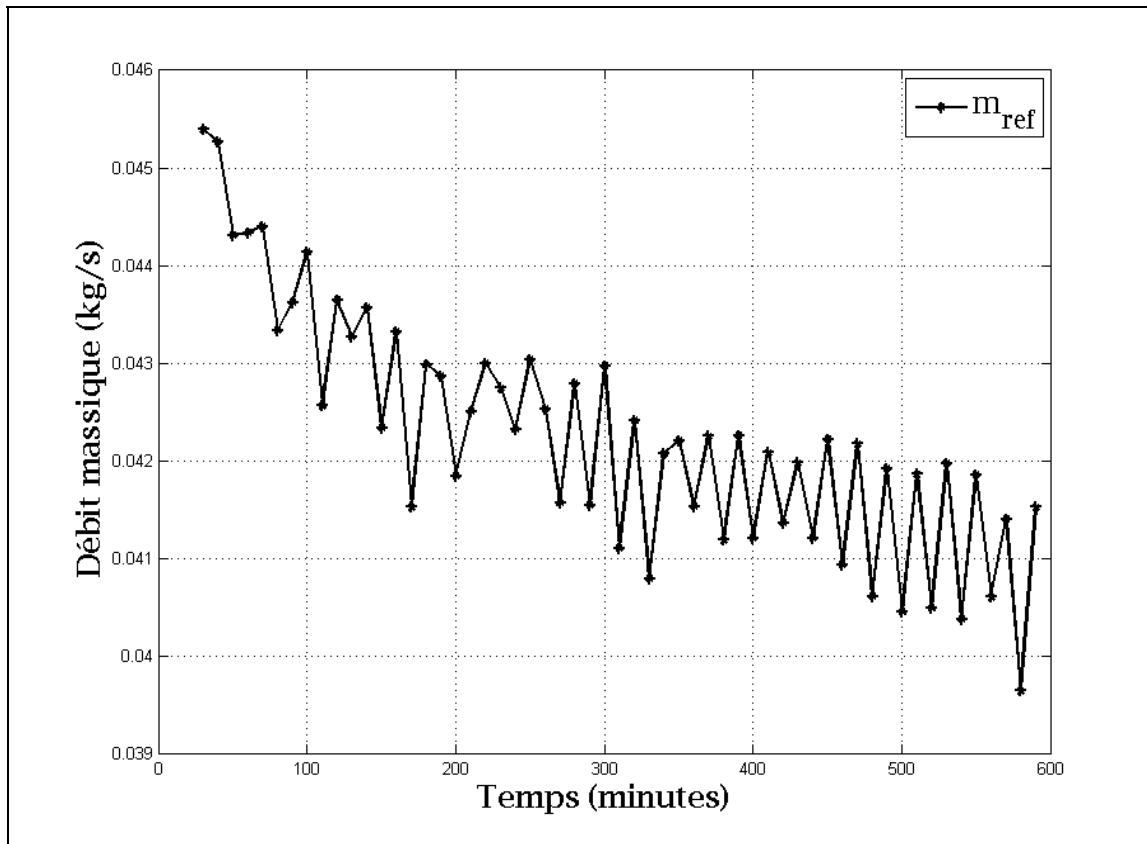


Figure 8.9 Évolution temporelle du débit de réfrigérant circulé

8.3 Mode chauffage: Validation des données expérimentales

Il est possible de valider certaines mesures expérimentales en réalisant des bilans énergétiques en régime quasi-permanent sur certaines composantes. Pour le test Mode Chauffage Continu (3 boucles activées), l'analyse énergétique est réalisée sur les dix dernières minutes du test.

8.3.1 Condenseur

Le condenseur est l'échangeur de chaleur réfrigérant-eau. Ainsi, en fonction des appareils de mesures installés sur le système, il est possible de réaliser des calculs de bilans énergétiques

en régime permanent tant pour le fluide de travail frigorigène que pour le fluide caloporteur secondaire et de comparer les résultats entre eux.

Pour le condenseur, le bilan d'énergie du côté de l'eau vaut :

$$q_{eau_cond} = 8152 \text{ W}$$

et celui du côté du réfrigérant vaut:

$$q_{ref,cond} = 7958 \text{ W}$$

En considérant le bilan énergétique du côté de l'eau comme étant la valeur de référence, le pourcentage d'écart entre les deux bilans vaut -2.4%. Ce bilan est considéré comme satisfaisant compte tenu des incertitudes et imprécisions expérimentales.

Puisque contrairement au débitmètre d'eau, le débitmètre de réfrigérant à effet Coriolis n'a pu être étalonné au laboratoire, il sera considéré dans cette thèse que l'évaluation de la puissance thermique de référence au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau sera celle évaluée du côté de l'eau.

8.3.2 Évaporateur

Puisqu'en mode chauffage l'évaporateur du système est l'échangeur réfrigérant-sol, il s'avère irréalisable de valider le bilan d'énergie en considérant les variables mesurées dans le sol. Ainsi, il est considéré que l'absorption de chaleur du sol vaut la quantité de chaleur absorbée dans le réfrigérant au niveau des boucles géothermiques. Cette quantité de chaleur est calculée en considérant les conditions communes d'entrée et de sortie du réfrigérant dans les collecteurs d'admission et de retour ainsi qu'en considérant que le débit massique dans l'évaporateur vaut le débit massique mesuré à la sortie du compresseur avec le débitmètre Coriolis situé à la sortie du compresseur.

8.3.3 Débit massique du réfrigérant

La Figure 8.10 présente le débit massique du réfrigérant mesuré à la sortie du compresseur à l'aide du débitmètre Coriolis. Ce débitmètre a été étalonné en usine, mais aucun étalonnage n'a été effectué au laboratoire avant et après sa mise en place. À première vue, tel que présenté sur la Figure 8.10 la lecture du débit semble fluctuer de façon erratique dans le temps. Toutefois, l'analyse de la Figure 8.11 permet de réaliser que la lecture du débit massique est relativement représentative de l'évolution réelle du débit massique de réfrigérant dans le circuit frigorifique. En effet, la Figure 8.11 présente l'évolution temporelle du débit massique de réfrigérant mesurée par le débitmètre Coriolis et de la puissance électrique consommée par le compresseur et mesurée par la pince ampèremétrique. Sachant que la puissance du compresseur et le débit de réfrigérant circulé par celui-ci sont proportionnels, l'analyse de la Figure 8.11 permet de constater que les variations temporelles de débit massique et de puissance au compresseur sont semblables. De ce fait, en considérant la validité du bilan énergétique au condenseur réalisé à la section précédente et l'allure qualitative de la variation du débit mesuré en fonction de la variation de la puissance du compresseur mesurée, il est possible de considérer comme fiable et représentative la lecture du débit de réfrigérant.

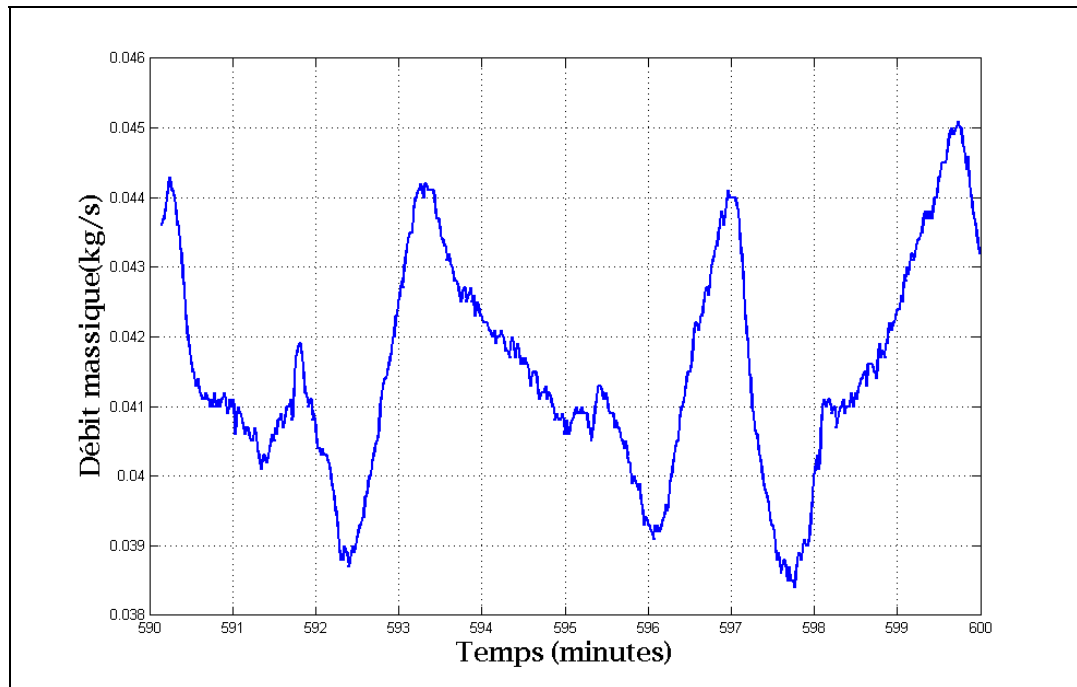


Figure 8.10 Débit massique du réfrigérant

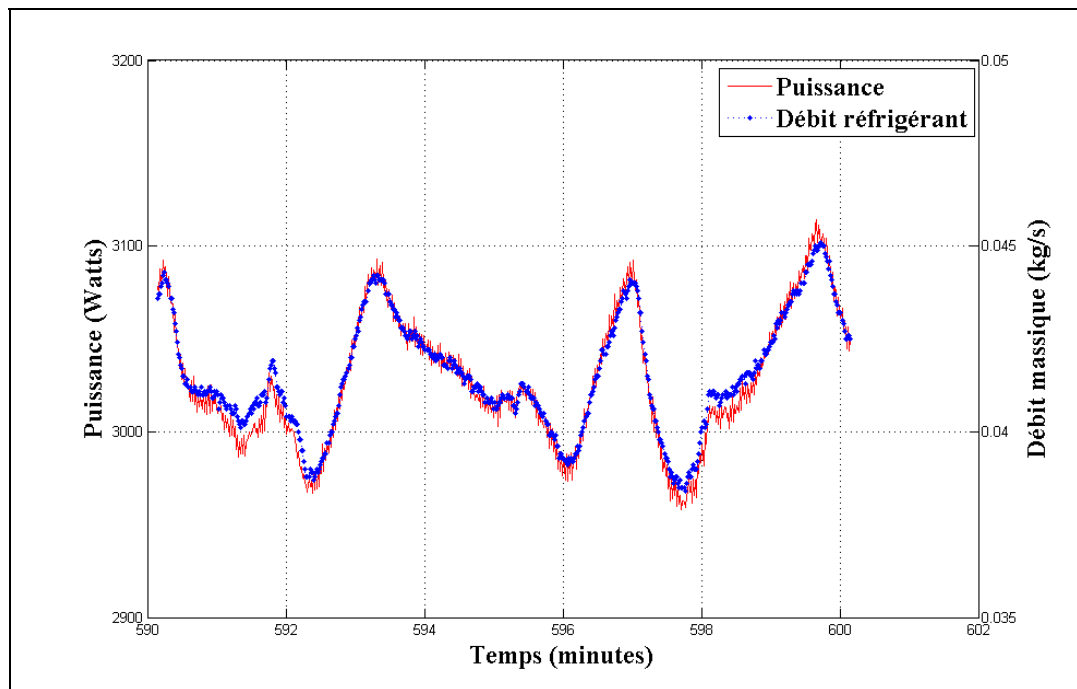


Figure 8.11 Débit massique du réfrigérant et puissance électrique consommée par le compresseur

8.3.4 Bilan énergétique global du circuit frigorifique

Le principe de conservation d'énergie appliqué aux trois composantes énergétiques du circuit frigorifique, à savoir le compresseur, le condenseur et l'évaporateur et présenté sur la Figure 8.12 donne:

$$q_{ref,cond_eau} = q_{ref,sol} + Puissance_{ref} - Pertes_{Total} \quad (8.2)$$

Selon les données expérimentales du Tableau 8.1, la différence entre le rejet de chaleur au condenseur et l'énergie reçue à l'évaporateur et au compresseur vaut 650 W. Ces pertes énergétiques se produisent au niveau des tuyaux reliant les composantes principales et contribuent à diminuer les performances globales du système. En effet, ces pertes énergétiques se font avec l'air ambiant du laboratoire et ne sont pas directement échangées ni avec le sol, ni avec le fluide secondaire.

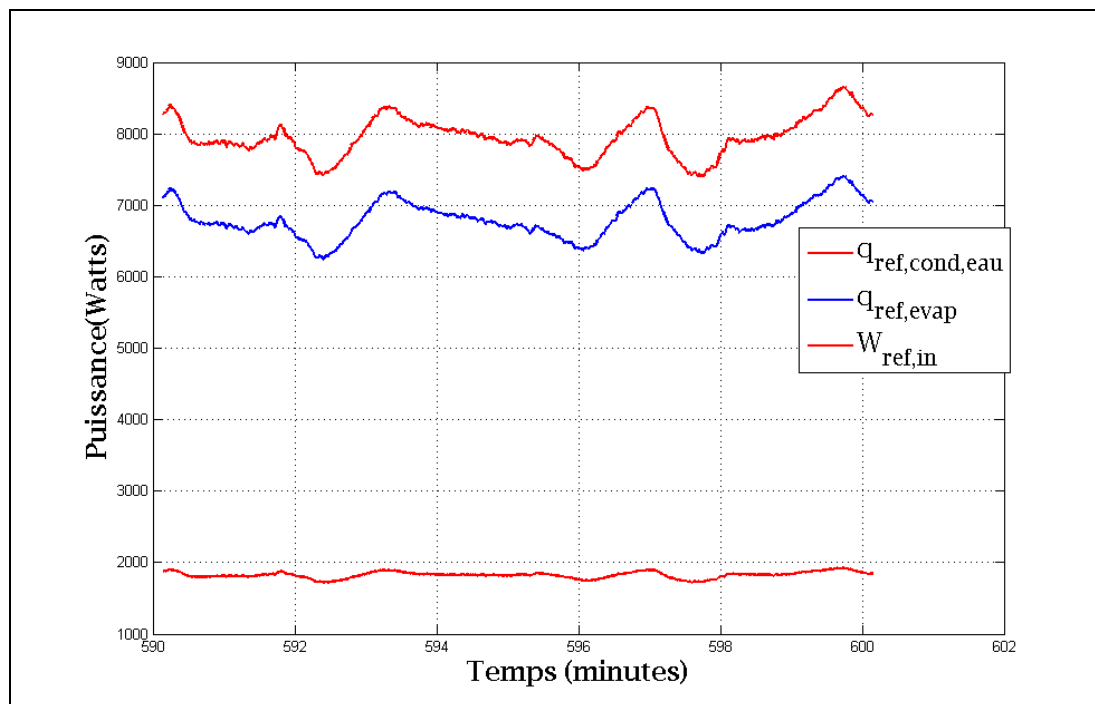


Figure 8.12 Rejet de chaleur au condenseur, absorption de chaleur à l'évaporateur et énergie reçue au compresseur

8.3.5 Coefficient de performance

Le coefficient de performance (COP) du système est évalué en fonction de l'énergie cédée à l'eau au niveau du condenseur et de l'énergie consommée au niveau du compresseur électrique:

$$COP = \frac{q_{eau,cond}}{W_{\text{électrique}}} = 2.63 \quad (8.3)$$

Il est également possible de définir le coefficient de performance thermodynamique (COP_{thermo}) du système qui est évalué en fonction de l'énergie cédée par le réfrigérant au niveau du condenseur et de l'énergie dégagée dans le réfrigérant au niveau du compresseur électrique:

$$COP_{thermo} = \frac{q_{ref,cond,eau}}{W_{ref}} = 4.72 \quad (8.4)$$

La Figure 8.13 montre l'évolution temporelle du COP et du COP_{thermo} . La valeur moyenne du COP (2.63) sur cette plage de temps permet de constater que le système opère avec des performances satisfaisantes après plus de dix heures de fonctionnement continu.

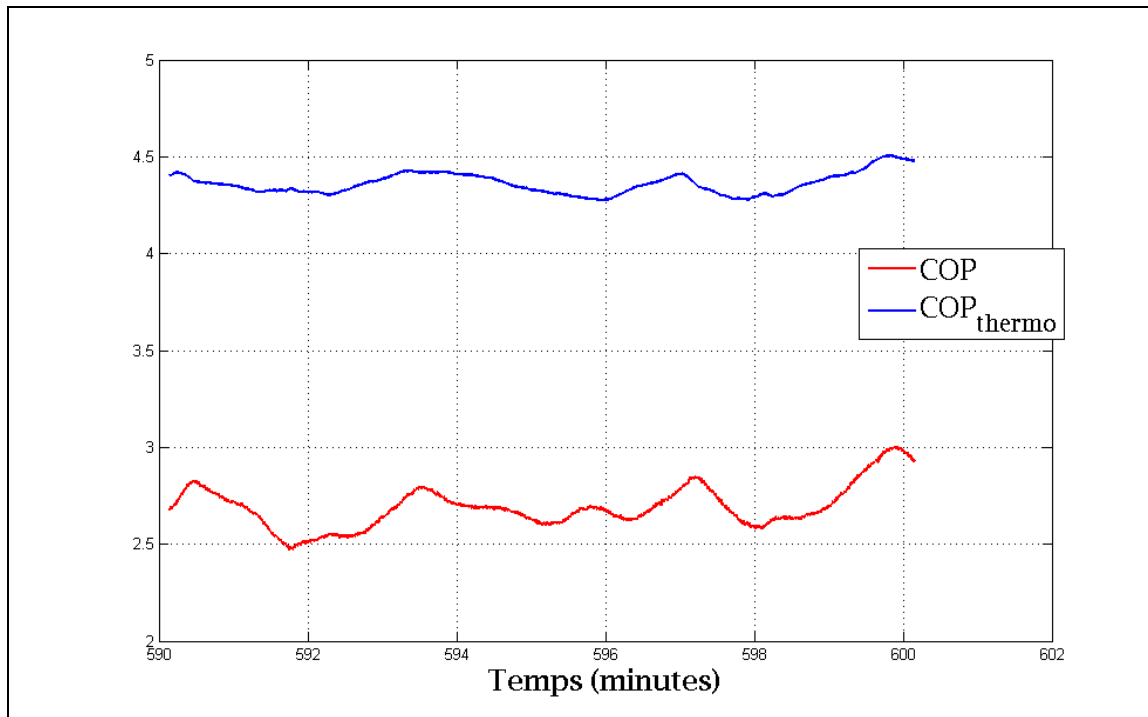


Figure 8.13 Graphique COP et du COP_{thermodynamique}

8.4 Résumé

Ce chapitre a permis de présenter les résultats expérimentaux de performance d'une pompe à chaleur géothermique à expansion directe en mode chauffage lors d'un fonctionnement continu. Pour ce mode d'opération, l'évaporateur (échangeur réfrigérant-sol) est constitué de trois boucles géothermiques en parallèle.

Bien que des outils de dimensionnement de puits géothermiques pour les systèmes à expansion directe ne soient pas disponibles, les résultats obtenus démontrent qu'après 600 minutes de fonctionnement continu, le *COP* du système diminue de 3.7% par rapport à sa valeur initiale. Cette diminution de performance est considérée faible et démontre en partie que l'échangeur de chaleur réfrigérant-sol, constitué de trois boucles en parallèle de 30 mètres de profondeur chacune, est suffisamment dimensionné pour le système actuel considérant l'état du sol dans lequel sont forés les puits géothermiques.

Les résultats expérimentaux obtenus dans ce chapitre ont été validés et permettrons l'analyse du comportement dynamique des composantes. Cette analyse servira de référence de base dans l'étape d'analyse des modèles de simulation développés.

CHAPITRE 9

RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX DE L'ÉCHANGEUR RÉFRIGÉRANT- SOL EN MODE CHAUFFAGE (une boucle géothermique activée)

Les données expérimentales présentées dans cette section visent à permettre l'analyse énergétique et comportementale de l'échangeur réfrigérant-sol en fonction du mode d'opération et des conditions spécifiques d'opération à savoir : mode chauffage pour un fonctionnement continu lors de temps de fonctionnement longs en utilisant une boucle activée.

Pour l'analyse du système en mode chauffage, nous rappelons que durant ce mode d'opération :

- L'échangeur réfrigérant-eau est le condenseur.
- L'échangeur réfrigérant-sol est l'évaporateur. Cet évaporateur est constitué d'une boucle activée et le contrôle du débit de réfrigérant se fait avec une valve de détente thermostatique dédiée à cette boucle.

Ce chapitre présente, en premier lieu, la méthodologie expérimentale établie pour réaliser les tests en mode chauffage en utilisant une seule boucle géothermique activée. Par la suite, les résultats d'un test effectué pour un temps de fonctionnement continu de 600 minutes sont présentés. Nous présentons ensuite les résultats des tests de 120 minutes en mode chauffage en utilisant chacune des trois boucles géothermiques. Finalement, une comparaison des résultats des tests obtenus pour chacune des boucles est réalisée.

9.1 Méthodologie expérimentale

Pour l'analyse énergétique et comportementale de l'échangeur réfrigérant-sol, des tests expérimentaux pour des temps de fonctionnement longs et continus sont effectués et les résultats sont présentés dans les sections suivantes. Afin de bien représenter la dynamique de fonctionnement de cet échangeur, des tests particuliers sont réalisés :

- Fonctionnement de l'évaporateur avec une (1) seule boucle activée.
 - Mode chauffage continu (boucle #1 activée).
 - Mode chauffage continu (boucle #1 activée) : Test 600 minutes.
 - Mode chauffage continu (boucle #1 activée) : Test 120 minutes.
 - Mode chauffage continu (boucle #2 activée) : Test 120 minutes.
 - Mode chauffage continu (boucle #3 activée) : Test 120 minutes.

Les tests particuliers avec une seule boucle sont réalisés en isolant, à l'aide de valves d'isolement préalablement installées sur le système, les boucles non utilisées. Ces particularités de fonctionnement du système, ne sont pas usuelles et telles que définies par le manufacturier. Toutefois, la réalisation de ces tests permet de mieux cerner le comportement individuel de chaque boucle et de réaliser des analyses énergétiques et comportementales en plus de valider certaines données expérimentales et de faciliter l'analyse des modèles de simulation développés.

Pour chaque test particulier, le système est mis en fonction de façon continue durant une période de test de 600 ou 120 minutes en régime quasi-permanent. Il est considéré qu'après 30 minutes de fonctionnement continu, le système opère en régime quasi-permanent. Les détails des conditions de test et des intervalles de tests pour les analyses sont présentés en Annexe (Annexe IV à Annexe VII).

Pour évaluer la dégradation temporelle des performances du système, nous estimerons que le paramètre évalué initial est équivalent à la valeur moyenne de ce paramètre prévalant durant le premier intervalle de 10 minutes en régime quasi-permanent et que le paramètre évalué final est équivalent à la valeur moyenne de ce paramètre prévalant durant le dernier intervalle de 10 minutes de la période de test déterminée.

9.2 Mode chauffage : fonctionnement de l'évaporateur avec une (1) boucle activée

L'analyse de l'évolution temporelle des performances et caractéristiques d'opération du système et particulièrement de la boucle activée permet de quantifier les effets de

dégradation des performances lors du fonctionnement en continu du système. De plus, ce fonctionnement particulier a pour objectif de quantifier et de qualifier le comportement d'une unique boucle géothermique. En isolant une seule boucle géothermique, les interactions des autres boucles et les incertitudes y étant associées sont éliminées. Ainsi, l'analyse énergétique et comportementale est simplifiée.

Les sections suivantes présentent les résultats des tests suivants :

- Mode chauffage continu (boucle #1 activée) : Test 600 minutes.
- Mode chauffage continu (boucle #1 activée) : Test 120 minutes.
- Mode chauffage continu (boucle #2 activée) : Test 120 minutes.
- Mode chauffage continu (boucle #3 activée) : Test 120 minutes.

9.2.1 Mode chauffage continu (boucle #1 activée), Test 600 minutes

Pour réaliser l'analyse énergétique et comportementale du système, les résultats expérimentaux des périodes de temps suivantes sont utilisés :

- Période #1 : 10 premières minutes en régime quasi-permanent.
 - Minute 30 à minute 40.
- Période #2 : 10 minutes du test après 590 minutes de fonctionnement en régime quasi-permanent.
 - Minute 590 à minute 600.

Ce test vise d'une part à réaliser l'analyse énergétique et comportementale du système et de la boucle #1 en plus de vérifier la capacité du système à fonctionner de façon continue pour une longue période de temps avec une seule boucle géothermique activée.

Tableau 9.1 Résultats : Mode chauffage continu
(boucle #1 activée), Test 600 minutes

Paramètres mesurés	Période #1	Période #2	Unités
P_1	262	234	kPa
P_2	1456	1416	kPa
P_3	1406	1370	kPa
P_{1L}	691	578	kPa
P_{1V}	269	239	kPa
$T_{comp,in}$	-18.0	-21.2	°C
$T_{comp,out}$	90.2	88.3	°C
$T_{cond,in}$	70.7	65.1	°C
$T_{cond,out}$	29.7	29.3	°C
T_{1L}	11.1	5.4	°C
T_{1V}	-7.5	-14.1	°C
$T_{XV,out}$	27.3	26.5	°C
$m_{ref,évalué}$	0.0256	0.0220	kg/s
$T_{eau,in}$	29.4	28.9	°C
$T_{eau,out}$	31.3	30.6	°C
m_{eau}	0.657	0.658	kg/s
Paramètres évalués	Période #1	Période #2	Unités
$T_{condensation,in}$	38.0	36.9	°C
$T_{condensation,out}$	36.6	35.6	°C
$T_{évaporation,in}$	10.6	4.8	°C
$T_{évaporation,out}$	-17.4	-20.5	°C
$Surchauffe_{,sol}$	15.7	7.1	°C
$Surchauffe_{,boucle1}$	9.9	6.5	°C
$\Delta P_{ref,cond}$	51	45	kPa
$\Delta P_{ref,sol}$	421	339	kPa
Paramètres Calculés	Période #1	Période #2	Unités
$q_{eau,cond}$	5346	4517	W
$q_{ref,sol}$	4401	3724	W
$q'_{ref,sol}$	147	124	W/m
$Puissance_{ref}$	1628	1403	W
$Puissance$	2551	2403	W
$Pertes Totales$	682	610	W
COP	2.09	1.88	/
COP_{thermo}	3.70	3.65	/
$COP_{idéal}$	4.47	4.30	/
COP_{Carnot}	5.54	5.35	/
$\eta_{compresseur}$	63.8	58.4	%
$\eta_{volumétrique}$	58.3	56.2	%
$\eta_{isentropique}$	68.7	71.9	%

Tableau 9.2 Résultats : Dégradation temporelle des performances :
Mode chauffage continu (boucle #1 activée), Test 600 minutes

Paramètres mesurés	De la période #1 à la période #2
$q_{\text{eau, cond}}$	-15.5%
$q_{\text{ref, sol}}$	-15.4%
$q'_{\text{ref, sol}}$	-15.4%
$\text{Puissance}_{\text{ref}}$	-13.8%
Puissance	-5.8%
Pertes Totales	-10.6%
COP	-10.0%
$\text{COP}_{\text{thermo}}$	-1.4%
$\text{COP}_{\text{idéal}}$	-3.8%
$\text{COP}_{\text{Carnot}}$	-3.4%
$\eta_{\text{compresseur}}$	-8.5%
$\eta_{\text{volumétrique}}$	-3.6%
$\eta_{\text{isentropique}}$	4.7%

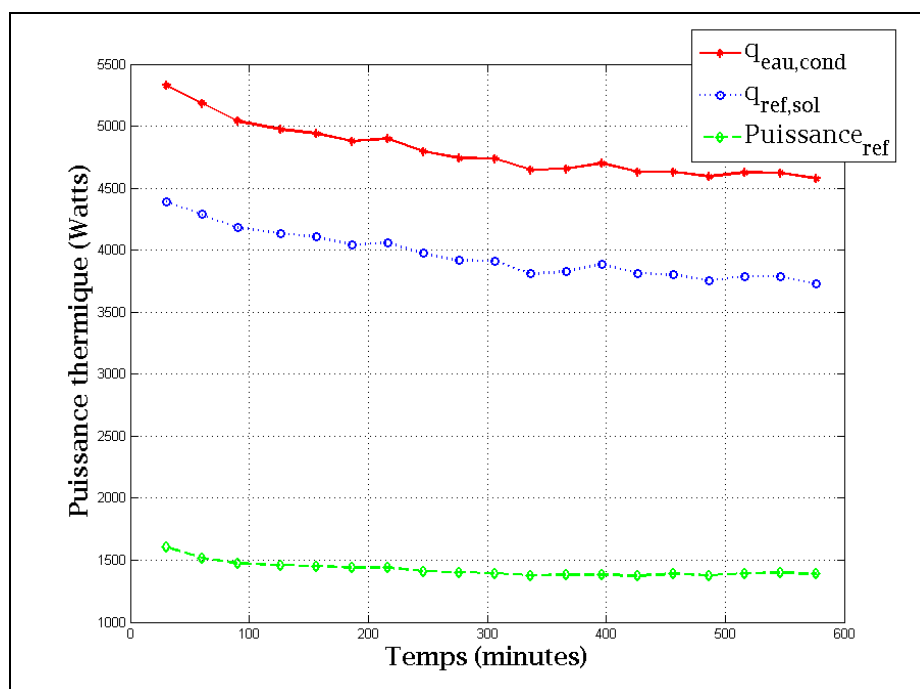


Figure 9.1 Évolution temporelle de la puissance thermique au condenseur, à l'évaporateur et de la puissance au compresseur

Les résultats du Tableau 9.1 ainsi que les Figure 9.1 et Figure 9.2 démontrent que la dégradation temporelle de la puissance thermique au condenseur et du *COP* du système pour un fonctionnement continu de 600 minutes sont respectivement de 15.5% et 10.0%.

Ces dégradations de performances sont considérables et démontrent que le système n'est pas en mesure de fonctionner convenablement durant une période prolongée avec une seule boucle activée. De plus, la basse pression du système (P_l) tend à s'approcher de la basse limite de pression du système définie par le manufacturier (230 kPa) (*Voir* Tableau 9.1). Ainsi, pour les tests subséquents avec une seule boucle activée, une période de fonctionnement continu de 120 minutes sera utilisée. Cette période est jugée comme suffisante pour réaliser les analyses sans compromettre le bon fonctionnement du système, notamment par l'abaissement de la basse pression.

Pour des fins de comparaisons, on note que le rejet de chaleur au condenseur durant la période #1 en utilisant une seule boucle géothermique est de 5346 W ce qui constitue une diminution de 3317 W (38%) par rapport au rejet de chaleur obtenu dans le chapitre précédent lorsque le système opère avec ses trois boucles activées (8663 W). Le fonctionnement du système avec une seule boucle activée indique qu'un évaporateur ainsi constitué pour le système actuel est sous-dimensionné et ne permet pas au système de fonctionner continuellement ni de répondre aux prescriptions d'échanges énergétiques pour lequel le système a été conçu. Il est à noter que la relation entre le rejet de chaleur au condenseur et le nombre de puits n'est pas une relation directe et linéaire.

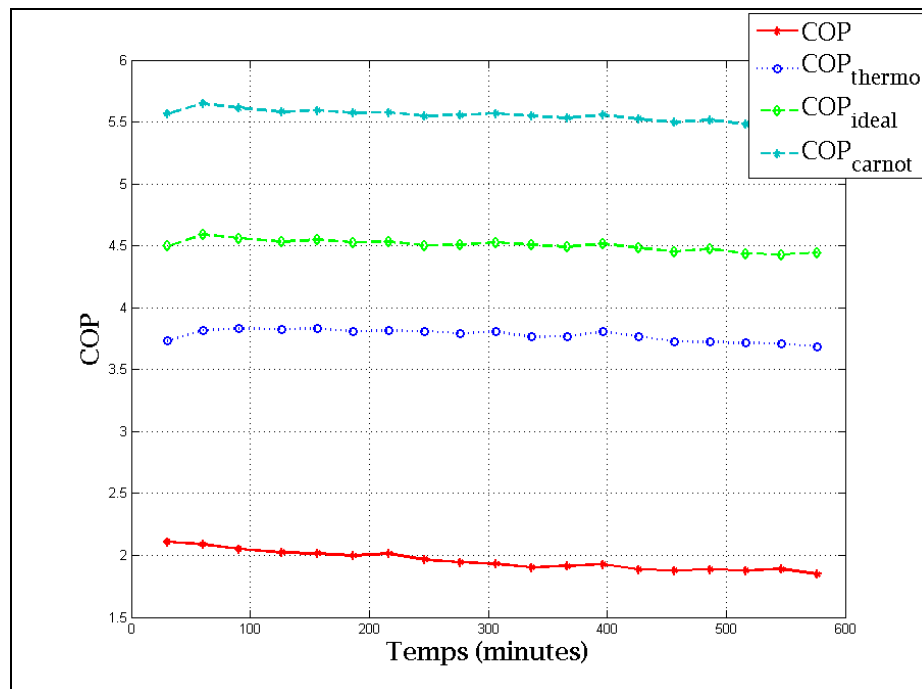


Figure 9.2 Évolution temporelle du COP , COP_{thermo} , $COP_{idéal}$ et COP_{Carnot}

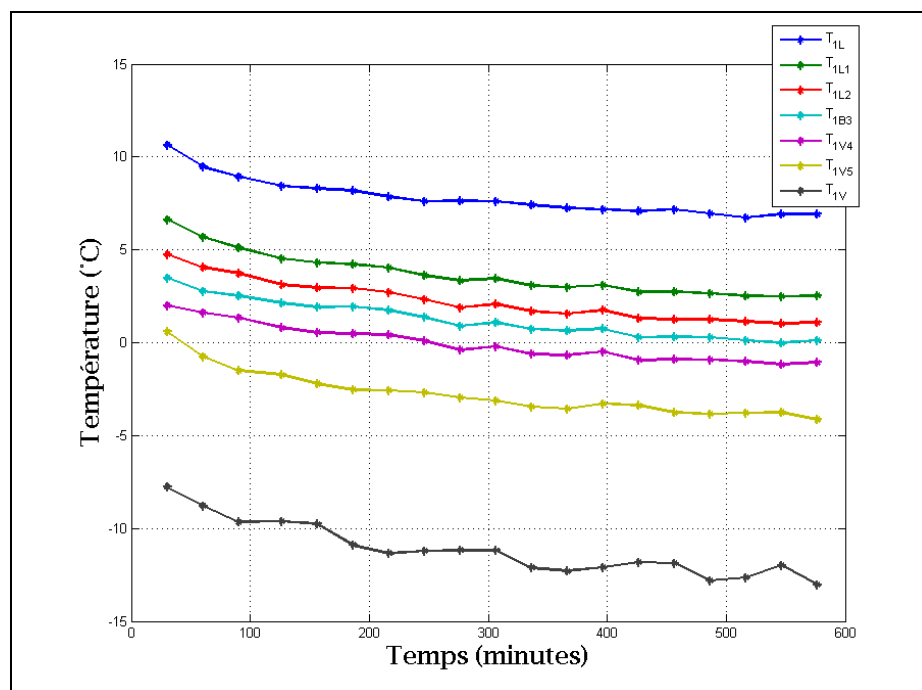


Figure 9.3 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #1

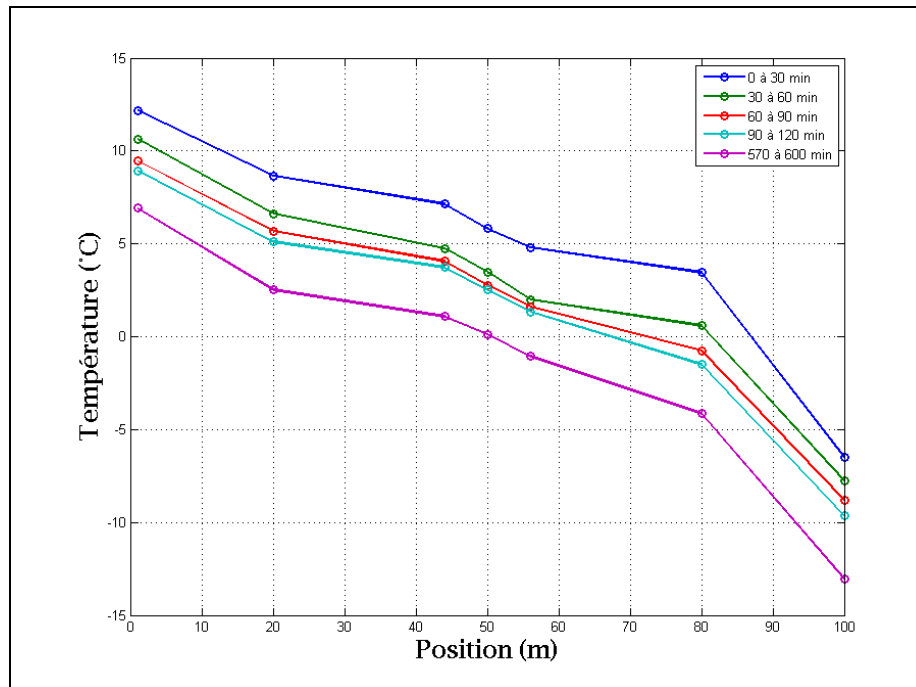


Figure 9.4 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #1

Les Figure 9.3 et Figure 9.4 présentent l'évolution temporelle des températures mesurées au niveau de la boucle géothermique. La diminution moyenne des températures mesurées au niveau de la boucle #1 sur l'intervalle de temps du test en régime quasi-permanent est de 6.2 °C. Sur la Figure 9.3, on note que la diminution de température est plus importante durant les 120 premières minutes de test et que le taux de diminution s'estompe progressivement par la suite sans toutefois s'annuler. Conséquemment à l'abaissement de la température au voisinage de la boucle dans le sol correspond une diminution du taux d'extraction de chaleur passant de 147 à 124 W/m (diminution de 15.4%).

Sur la Figure 9.4, on remarque que la chute de température du réfrigérant entre la position à 80 m et celle à 100 m est plus prononcée que dans les autres sections de la boucle. Cette dernière section correspond à la section entre la sortie du sol au niveau de la boucle et l'entrée de la machine frigorifique. Dans cette section, les pertes de charge sont considérées être plus importantes que dans les sections au niveau du puits géothermique, car la tuyauterie possède plusieurs courbures à différents endroits dans cette section. Ces courbures, parfois

prononcées résultent de l'installation de la tuyauterie à l'intérieur du bâtiment et de la nécessité de courber la tuyauterie afin de contourner les divers obstacles. De plus, lors du fonctionnement en mode chauffage, cette section contient essentiellement de la vapeur surchauffée ou un mélange diphasique liquide-vapeur avec un titre relativement élevé. Les pertes de charge linéique pour ce type d'écoulement sont de façon générale supérieures à celles pour un mélange diphasique ayant un titre faible ou modéré.

9.2.2 Mode chauffage continu (boucle #1 activée) : Test 120 minutes

Pour réaliser l'analyse énergétique et comportementale du système, les résultats expérimentaux des périodes de temps suivantes sont utilisés :

- Période #1 : 10 premières minutes en régime quasi-permanent.
 - Minute 30 à minute 40.
- Période #2 : 10 minutes du test après 110 minutes de fonctionnement en régime quasi-permanent.
 - Minute 140 à 150.

Tel que présenté dans la section précédente, le fonctionnement continu du système avec une seule boucle géothermique activée ne permet pas de maintenir des conditions d'opération et de performance satisfaisantes du système. Ainsi, les résultats des tests pour l'analyse comportementale des boucles géothermiques individuelles seront présentés pour une période en fonctionnement continu de 120 minutes.

Tableau 9.3 Résultats : Mode chauffage continu (boucle #1 activée),
Test 120 minutes

Paramètres mesurés	Période #1	Période #2	Unités
P_1	254	252	kPa
P_2	1537	1566	kPa
P_3	1486	1516	kPa
P_{1L}	650	657	kPa
P_{1V}	263	259	kPa
$T_{comp,in}$	-18.7	-18.9	°C
$T_{comp,out}$	87.0	90.4	°C
$T_{cond,in}$	68.6	71.3	°C
$T_{cond,out}$	33.6	34.4	°C
T_{1L}	9.1	9.4	°C
T_{1V}	-8.8	-8.6	°C
$T_{XV,out}$	30.2	31.0	°C
$m_{ref,évalué}$	0.0257	0.0252	kg/s
$T_{eau,in}$	32.9	33.7	°C
$T_{eau,out}$	35.6	36.3	°C
m_{eau}	0.457	0.457	kg/s
Paramètres évalués	Période #1	Période #2	Unités
$T_{condensation,in}$	40.2	41.0	°C
$T_{condensation,out}$	38.9	39.7	°C
$T_{évaporation,in}$	8.6	8.9	°C
$T_{évaporation,out}$	-18.0	-18.4	°C
$Surchauffe_{,sol}$	13.6	13.9	°C
$Surchauffe_{,boucle1}$	9.2	9.8	°C
$\Delta P_{ref,cond}$	50	50	kPa
$\Delta P_{ref,sol}$	386	397	kPa
Paramètres Calculés	Période #1	Période #2	Unités
$q_{eau,cond}$	5164	5079	W
$q_{ref,sol}$	4300	4192	W
$q'_{ref,sol}$	143	140	W/m
$Puissance_{ref}$	1553	1584	W
$Puissance$	2534	2515	W
$Pertes Totales$	688	696	W
COP	2.04	2.02	/
COP_{thermo}	3.77	3.65	/
$COP_{idéal}$	4.22	4.15	/
COP_{Carnot}	5.29	5.22	/
$\eta_{compresseur}$	61.3	63.0	%
$\eta_{volumétrique}$	48.5	47.1	%
$\eta_{isentropique}$	76.4	74.3	%

Tableau 9.4 Résultats : Dégradation temporelle des performances,
Mode chauffage continu (boucle #1 activée), Test 120 minutes

Paramètres mesurés	De la Période #1 à la période #2
$q_{\text{eau_cond}}$	-1.6%
$q_{\text{ref,sol}}$	-2.5%
$q'_{\text{ref,sol}}$	-2.5%
$\text{Puissance}_{\text{ref}}$	2.0%
Puissance	-0.7%
Pertes Totales	1.2%
COP	-1.0%
$\text{COP}_{\text{thermo}}$	-3.2%
$\text{COP}_{\text{idéal}}$	-1.7%
$\text{COP}_{\text{Carnot}}$	-1.3%
$\eta_{\text{compresseur}}$	2.8%
$\eta_{\text{volumétrique}}$	-2.9%
$\eta_{\text{isentropique}}$	-2.7%

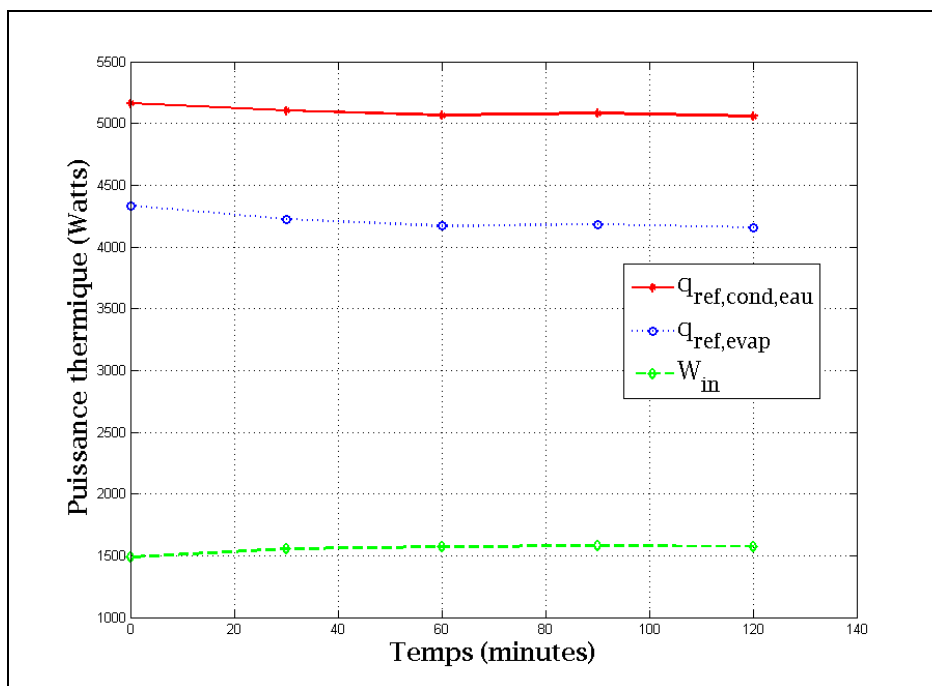


Figure 9.5 Évolution temporelle de la puissance thermique au condenseur, à l'évaporateur et de la puissance au compresseur

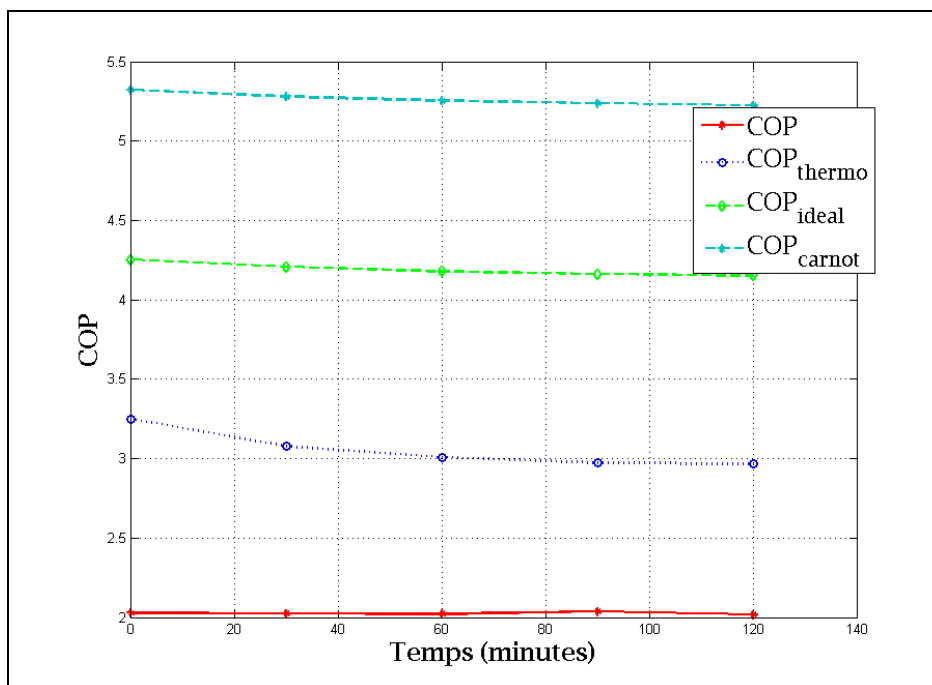


Figure 9.6 Évolution temporelle
du COP , COP_{thermo} , $COP_{idéal}$ et COP_{Carnot}

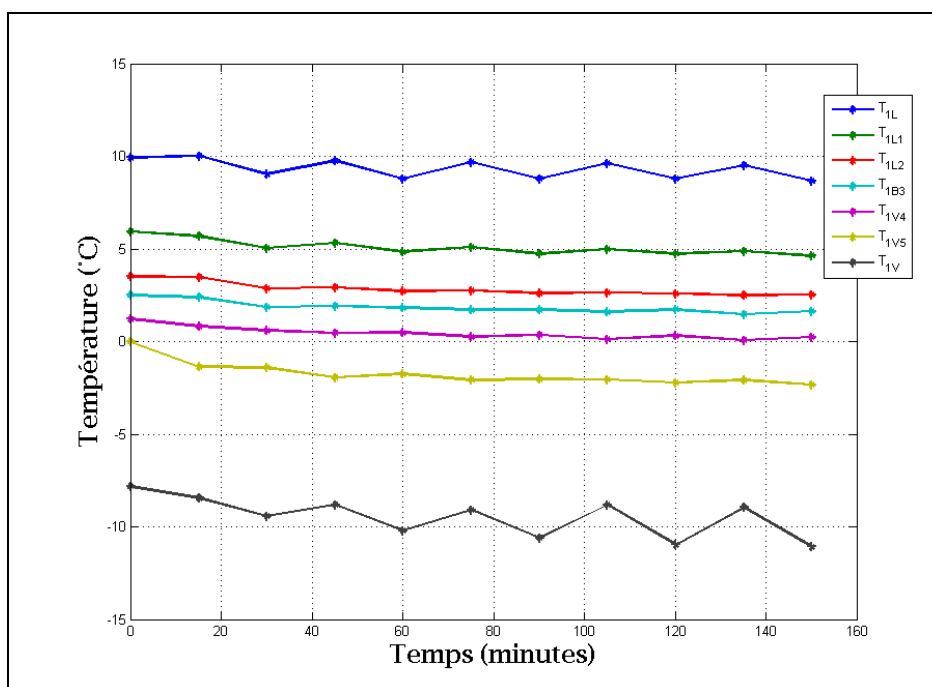


Figure 9.7 Évolution temporelle des températures
au niveau de la boucle #1

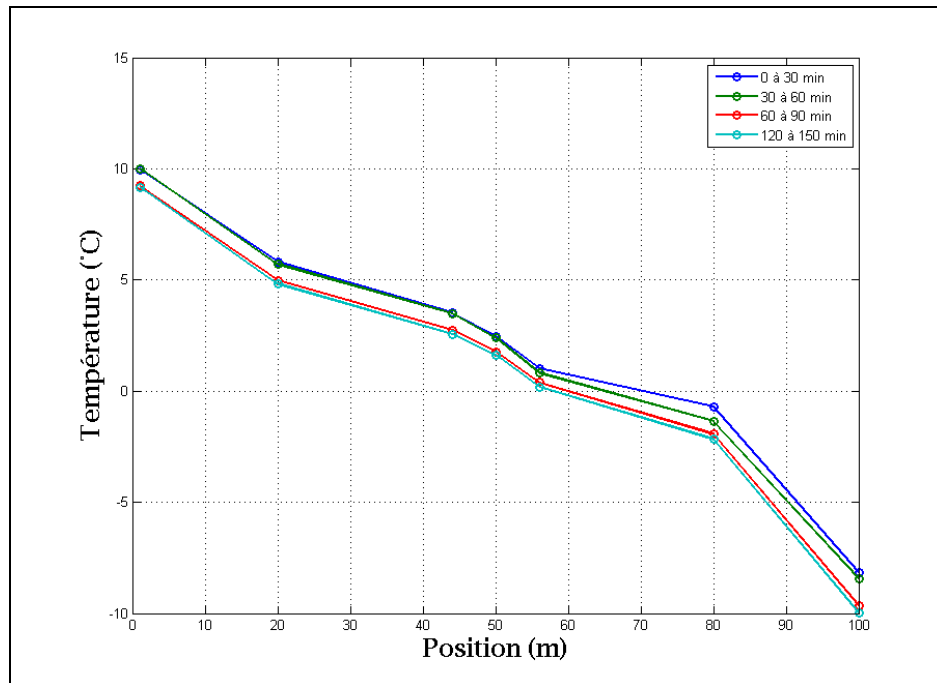


Figure 9.8 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #1

Les résultats présentés dans les tableaux et figures de cette sous-section permettent de constater que les performances et paramètres d'opération du système sont relativement stables lors de la réalisation d'un test de 120 minutes. Ainsi les paramètres de performances évalués varient de -3.2 à 1.2% durant cet intervalle de temps et sont ainsi considérés comme quasi constants en moyenne. Toutefois, lorsqu'on observe la dynamique de fonctionnement à plus petite échelle du système (telle que présentée sur la Figure 9.9), on remarque que le système opère constamment en régime transitoire avec des oscillations et variations continues au niveau des paramètres mesurés (pressions, températures, débits, etc.). La section suivante porte sur l'analyse comportementale de l'opération transitoire du système.

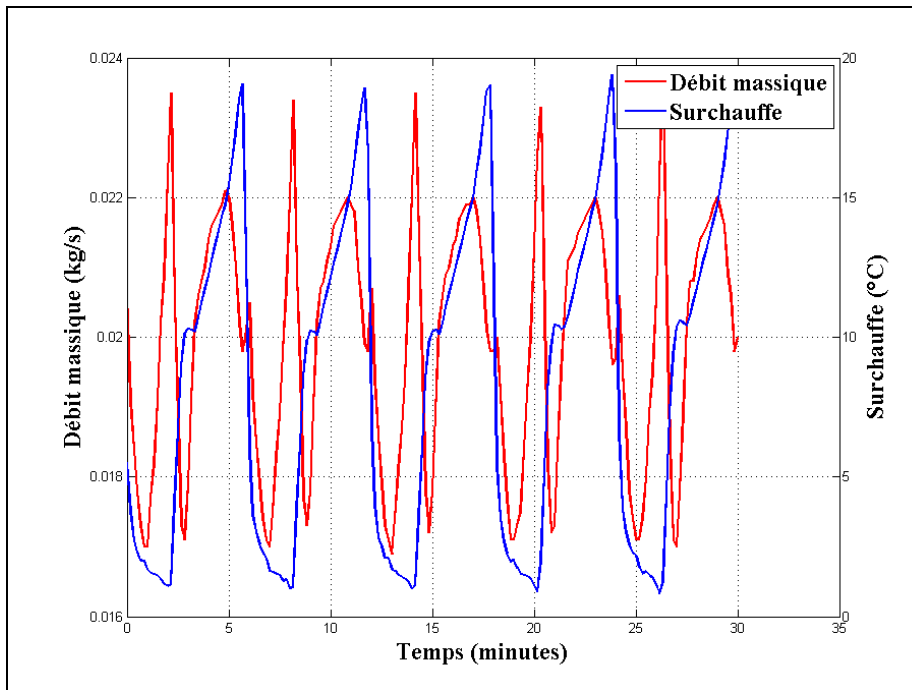


Figure 9.9 Surchauffe de la boucle #1 vs débit massique au refoulement du compresseur

9.2.2.1 Mode chauffage continu (boucle #1 activée), Test 120 minutes : analyse comportementale

Les Figure 9.10 à Figure 9.14 présentent respectivement la variation temporelle des paramètres suivants en fonction du débit massique de réfrigérant refoulé au compresseur :

- i. De la surchauffe à la sortie de l'évaporateur.
- ii. Du rapport de pression au compresseur (P_2/P_1).
- iii. De la pression à la sortie de l'évaporateur (P_{1v}).
- iv. De la pression à la sortie du compresseur (P_2).
- v. De la pression à l'entrée de l'évaporateur (P_{1L}).

L'analyse de ces figures permet de tirer les conclusions suivantes sur le fonctionnement dynamique de l'ensemble compresseur-condenseur-détendeur-évaporateur :

- État A : la valve de détente commence à ouvrir. En effet, à cet état une surchauffe d'environ 10 °C est présente. Ceci correspond à la surchauffe statique du ressort de la

valve de détente et est en accord avec les conditions déterminées par le fabricant de l'élément détenteur et du système. En effet, en configuration d'usine, la vis d'ajustement du ressort de la surchauffe statique de l'élément détenteur est réglée à 4 tours horaires complets depuis la position complètement ouverte (surchauffe statique nulle). Selon le fabricant, chaque tour complet de la vis d'ajustement correspond à une surchauffe statique de 2.5 °C. Ainsi la surchauffe statique obtenue de 10 °C correspond au réglage d'usine tel que défini par le fabricant.

- De l'état A à l'état B, la valve de détente s'ouvre, le condenseur se vide de son liquide et l'évaporateur se remplit. Lié à ces comportements, on note :
 - La pression P_2 diminue. Le condenseur contenant initialement une quantité importante de liquide se vide vers l'évaporateur. Ceci permet une augmentation du taux de condensation du réfrigérant et conséquemment une diminution de la pression du condenseur.
 - Les pressions P_{1L} et P_1 augmentent. L'ouverture de la valve de détente se traduit en une augmentation de la pression régnant en aval de cet élément (P_{1L}) et conséquemment une augmentation de la pression de sortie de l'évaporateur (P_1).
 - Comme comportement global, on note une diminution du rapport de pression au compresseur (P_2/P_1) et conséquemment une augmentation du débit massique de réfrigérant refoulé par le compresseur.
- De l'état B à l'état C on observe que la pression à la sortie de l'évaporateur diminue. Ce phénomène s'explique par le fait que l'évaporateur est alimenté en quantité importante de réfrigérant liquide et que cela occasionne une diminution du taux d'évaporation et ainsi une diminution de la pression à la sortie de l'évaporateur (P_1). La pression à l'entrée de l'évaporateur (P_{1L}) continue toutefois à augmenter, car l'apport de liquide provenant de la valve de détente ouverte se poursuit.

- À l'état C on note que la surchauffe chute brusquement et que la valve de détente commence à se fermer. Cette fermeture s'observe par la diminution de la pression en aval de la valve de détente (P_{1L}). La diminution de surchauffe est causée par la présence de réfrigérant liquide à la sortie de l'évaporateur.
- De l'état C à l'état D, la valve de détente se ferme progressivement entraînant une diminution de l'admission de liquide à l'évaporateur et une augmentation de l'accumulation de liquide au condenseur.
- De l'état D à l'état E la valve de détente continue de se fermer graduellement; la surchauffe durant cet intervalle de temps est pratiquement nulle. Le condenseur accumule du réfrigérant liquide et le taux de condensation diminue dans cet organe aboutissant en une augmentation de pression (P_2). Du côté de l'évaporateur, ce dernier se vide du liquide, augmentant le taux d'évaporation et par le fait même la pression à sa sortie. De façon globale, le rapport de pression au compresseur diminue ce qui permet au débit massique de réfrigérant refoulé au compresseur d'augmenter.
- À l'état E, la valve de détente est complètement fermée.
- De l'état E à l'état F, la valve de détente demeure fermée puisque la surchauffe est inférieure à la surchauffe statique. Ainsi, l'évaporateur se vide de son réfrigérant ce qui provoque, malgré l'augmentation du taux d'évaporation, une diminution de la pression de sortie de l'évaporateur. La pression à l'entrée de l'évaporateur augmente, car le réfrigérant s'évapore. Le rapport de pression au compresseur augmente et le débit massique de réfrigérant refoulé au compresseur diminue.
- À l'état F, la valve de détente commence à ouvrir graduellement puisque la surchauffe devient supérieure à la surchauffe statique et le cycle se répète.

Le comportement particulier observé dans la Figure 9.10 est caractéristique du pompage d'un ensemble élément détenteur - évaporateur. L'analyse comportementale de ce phénomène est réalisée dans le chapitre suivant.

Le temps de cyclage (6 min) présenté dans la **Figure 9.10** est obtenu en mesurant le temps nécessaire à l'élément détenteur pour effectuer un cycle d'ouverture et de fermeture.

Tableau 9.5 Résultats : Mode chauffage continu (boucle #1 activée), Test 120 minutes

État	État A	Évolution A - B	Évolution B - C	État C	Évolution C - D	Évolution D - E	Évolution E - F	État F
<i>Valve</i>	Ouverture	Ouverture	Ouverte	Fermeture	Fermeture	Fermeture	Fermée	Ouverture
m_{ref}	/	Hausse	Baisse	/	Baisse	Hausse	Baisse	/
P_2/P_1	/	Baisse	Hausse	/	Hausse	Baisse	Hausse	/
P_2	/	Baisse	Baisse	/	Baisse	Hausse	Baisse	/
P_1	/	Hausse	Baisse	/	Baisse	Hausse	Baisse	/
P_{1L}	/	Hausse	Hausse	/	Baisse	Baisse	Hausse	/
<i>Surchauffe</i>	Supérieure à la surchauffe statique	Hausse	Hausse	Diminution rapide de la surchauffe	Baisse	Baisse	Hausse mais inférieure à la surchauffe statique	Supérieure à la surchauffe statique

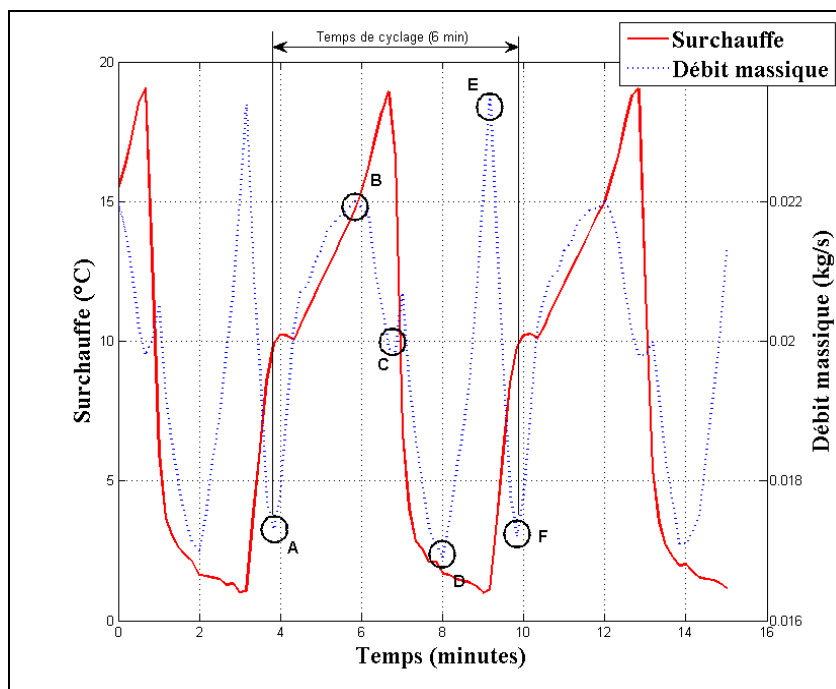


Figure 9.10 Surchauffe de la boucle #1 vs débit massique au refoulement du compresseur

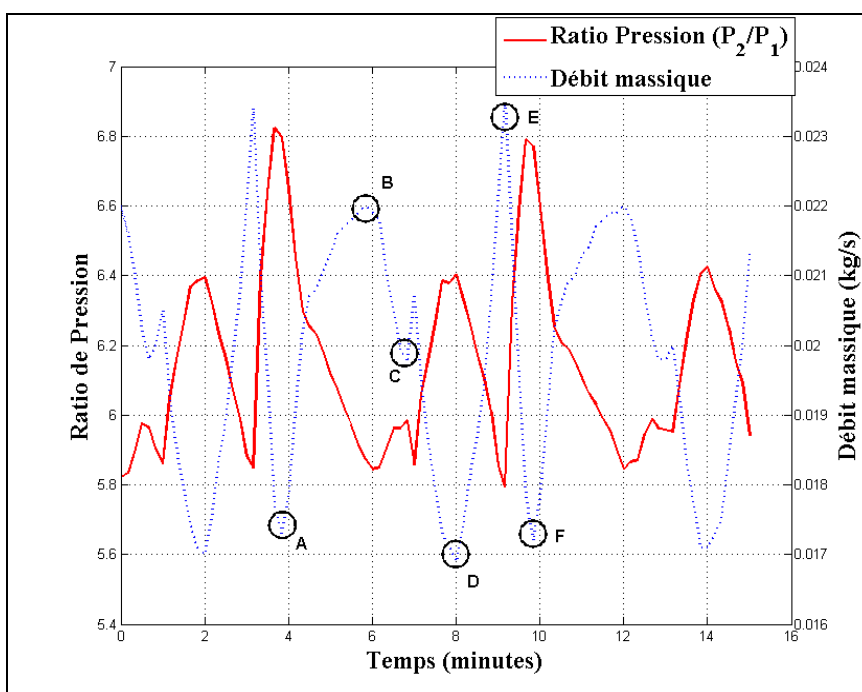


Figure 9.11 P_2/P_1 vs débit massique au refoulement du compresseur

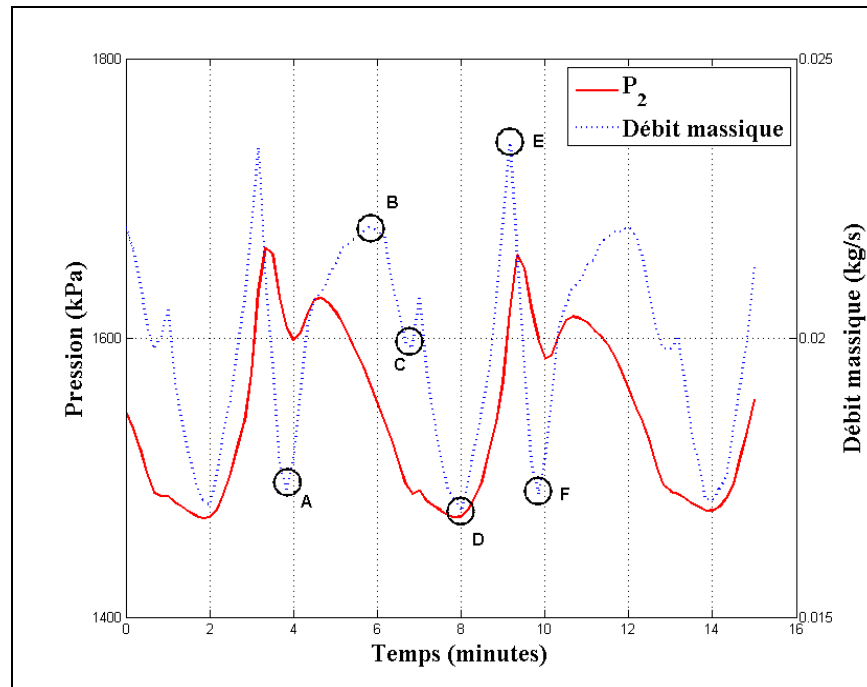


Figure 9.12 P_2 vs débit massique
au refoulement du compresseur

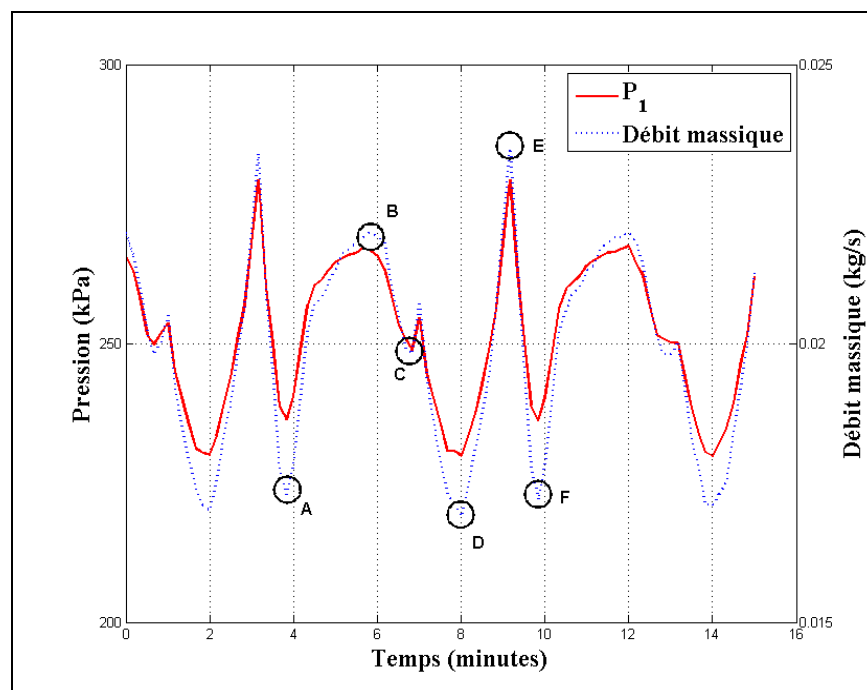


Figure 9.13 P_1 vs débit massique
au refoulement du compresseur

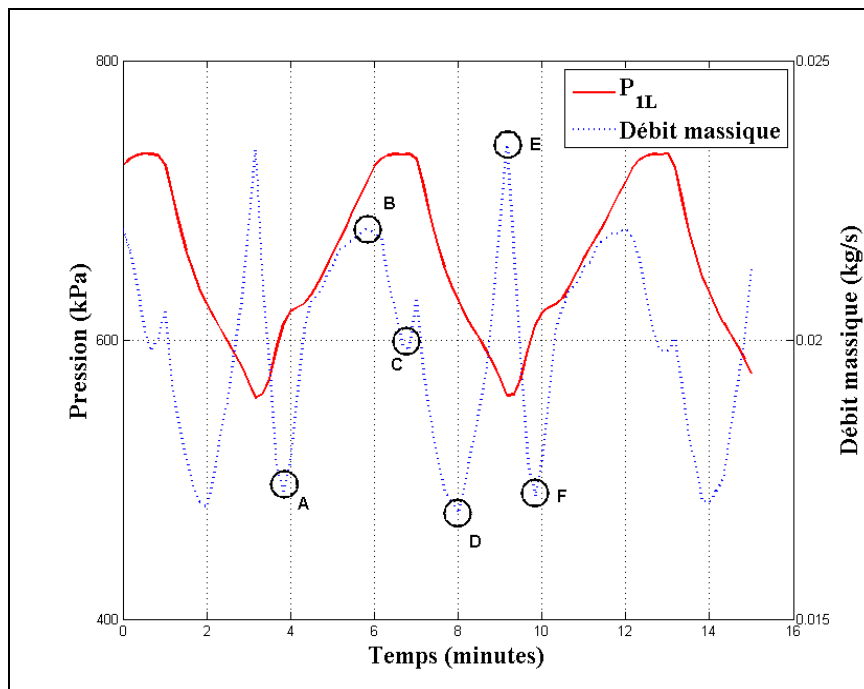


Figure 9.14 P_{IL} vs débit massique
au refoulement du compresseur

9.2.3 Mode chauffage continu (boucle #2 activée) : Test 120 minutes

Pour réaliser l'analyse énergétique et comportementale du système, les résultats expérimentaux des périodes de temps suivantes sont utilisés :

- Période #1 : 10 premières minutes en régime quasi-permanent.
 - Minute 30 à minute 40.
- Période #2 : 10 minutes du test après 110 minutes de fonctionnement en régime quasi-permanent.
 - Minute 140 à 150.

Tel que présenté dans la section précédente, le fonctionnement continu du système avec une seule boucle géothermique activée ne permet pas de maintenir des conditions d'opération et de performance satisfaisantes du système. Ainsi, les résultats des tests pour l'analyse comportementale des boucles géothermiques individuelles seront présentés pour une période en fonctionnement continu de 120 minutes.

Tableau 9.6 Résultats : Mode chauffage continu (boucle #2 activée),
Test 120 minutes

Paramètres mesurés	Période #1	Période #2	Unités
P_1	267	245	kPa
P_2	1720	1622	kPa
P_3	1671	1577	kPa
P_{2L}	674	599	kPa
P_{2V}	273	252	kPa
$T_{comp,in}$	-17.3	-19.5	°C
$T_{comp,out}$	97.9	96.4	°C
$T_{cond,in}$	77.3	75.8	°C
$T_{cond,out}$	35.2	34.4	°C
T_{2L}	10.5	6.7	°C
T_{2V}	-2.7	-8.1	°C
$T_{XV,out}$	30.8	30.4	°C
$m_{ref,évalué}$	0.0255	0.0224	kg/s
$T_{eau,in}$	34.6	33.8	°C
$T_{eau,out}$	37.3	36.2	°C
m_{eau}	0.457	0.457	kg/s
Paramètres évalués	Période #1	Période #2	Unités
$T_{condensation,in}$	44.9	42.5	°C
$T_{condensation,out}$	43.7	41.3	°C
$T_{évaporation,in}$	9.8	6.0	°C
$T_{évaporation,out}$	-17.0	-19.2	°C
$Surchauffe_{,sol}$	N/A	N/A	°C
$Surchauffe_{,boucle2}$	14.3	11.1	°C
$\Delta P_{ref,cond}$	49	45	kPa
$\Delta P_{ref,sol}$	401	348	kPa
Paramètres Calculés	Période #1	Période #2	Unités
$q_{eau\ cond}$	5215	4602	W
$q_{ref,sol}$	4355	3767	W
$q'_{ref,sol}$	145	126	W/m
$Puissance_{ref}$	1715	1520	W
$Puissance$	2574	2472	W
$Pertes\ Totales$	855	685	W
COP	2.02	1.86	/
COP_{thermo}	3.54	3.48	/
$COP_{idéal}$	3.98	3.99	/
COP_{Carnot}	5.09	5.07	/
$\eta_{compresseur}$	66.7	61.5	%
$\eta_{volumétrique}$	57.3	54.4	%

Tableau 9.7 Résultats : Dégradation temporelle des performances,
Mode chauffage continu (boucle #2 activée), Test 120 minutes

Paramètres mesurés	De la période #1 à la période #2
$q_{\text{eau_cond}}$	-11.8%
$q_{\text{ref,sol}}$	-13.5%
$q'_{\text{ref,sol}}$	-13.5%
$Puissance_{\text{ref}}$	-11.4%
$Puissance$	-4.0%
$Pertes\ Totales$	-19.9%
COP	-7.9%
COP_{thermo}	-1.7%
$COP_{\text{idéal}}$	0.3%
COP_{Carnot}	-0.4%
$\eta_{\text{compresseur}}$	-7.8%
$\eta_{\text{volumétrique}}$	-5.1%
$\eta_{\text{isentropique}}$	0.4%

Les résultats présentés dans les tableaux et figures de cette sous-section permettent de constater que les performances et paramètres d'opération du système diminuent de façon importante lors de la réalisation d'un test de 120 minutes. Ainsi les paramètres de performances évalués varient de 0.4 à -19.9% durant cet intervalle de temps. Les importantes variations se situent notamment au niveau des échanges énergétiques au niveau du condenseur et de l'évaporateur (diminutions respectives de 11.8 et 13.5%) en plus de la diminution du COP (7.9%). Tel que nous le présenterons dans les chapitres subséquents, la boucle #2 semble offrir des conditions d'opération moins intéressantes que les boucles #1 et #3.

L'analyse de la Figure 9.19 permet de constater que le comportement en pompage de l'ensemble élément détenteur - évaporateur est présent lors de la réalisation de tests avec la boucle #2 activée. L'évaluation du temps de cyclage est réalisée de façon identique à celle de la boucle #1 et ce temps est évalué à 7.6 minutes.

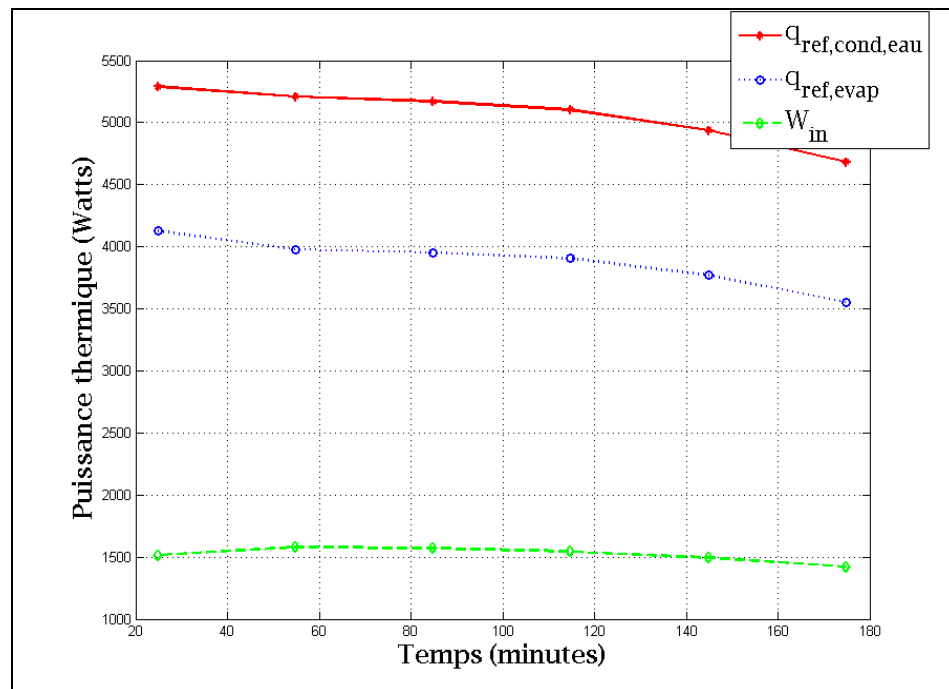


Figure 9.15 Évolution temporelle de la puissance thermique au condenseur, à l'évaporateur et de la puissance au compresseur

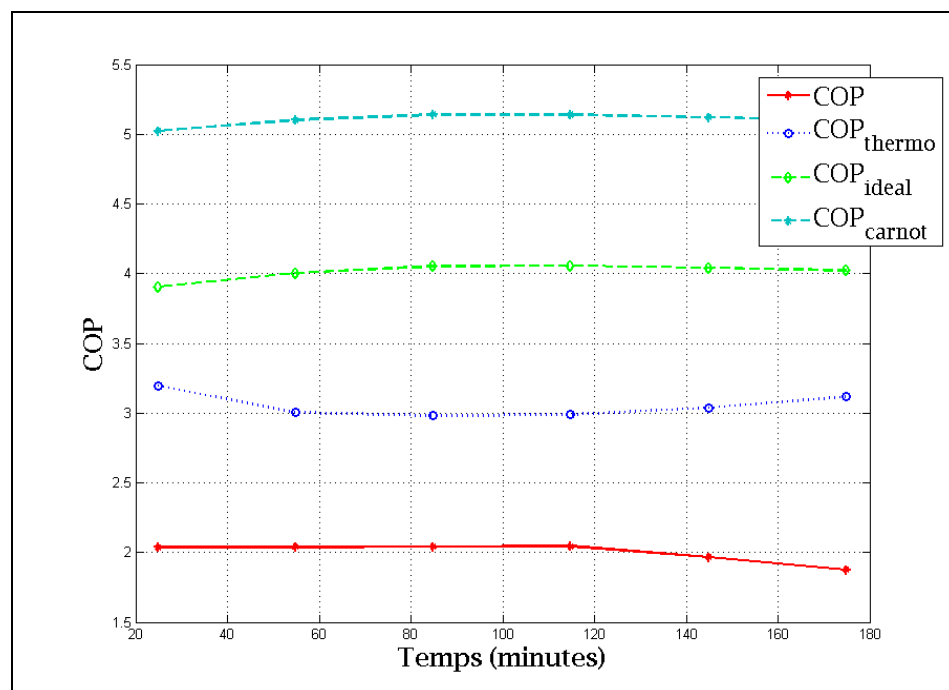


Figure 9.16 Évolution temporelle du COP , COP_{thermo} , $COP_{idéal}$ et COP_{Carnot}

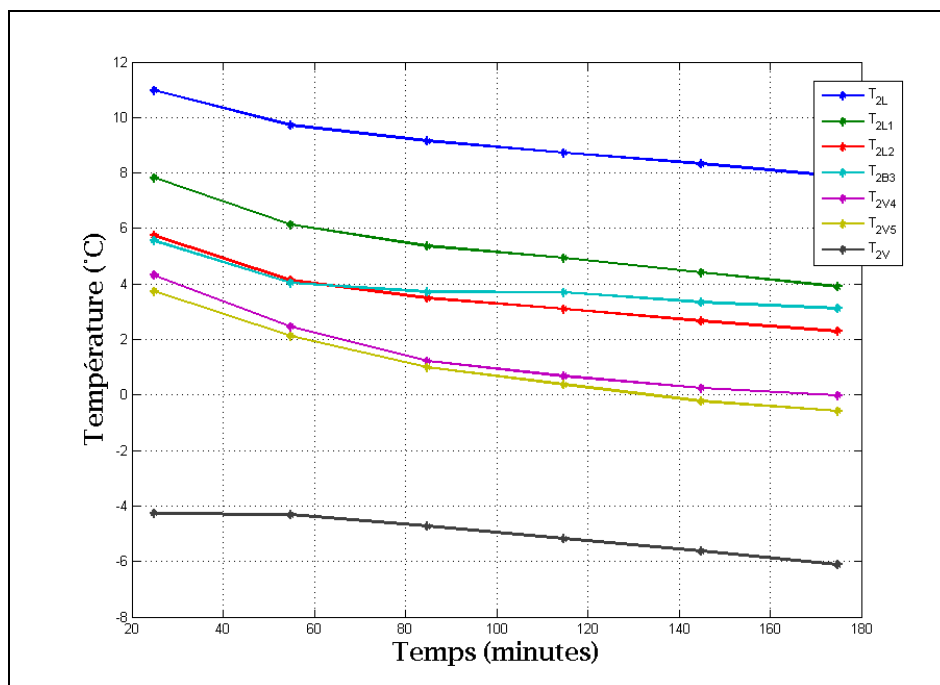


Figure 9.17 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #2

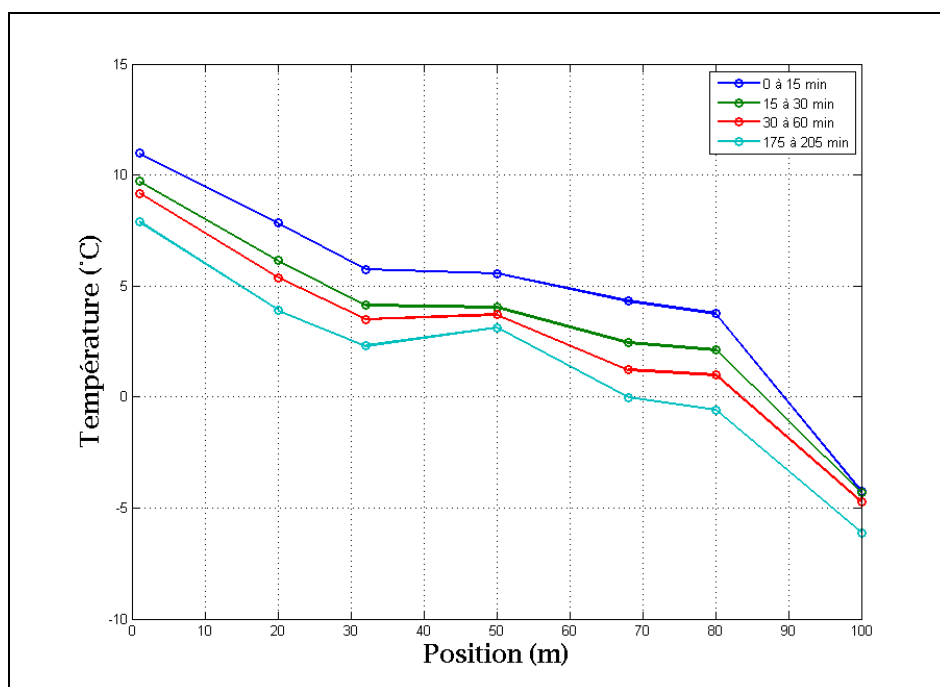


Figure 9.18 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #2

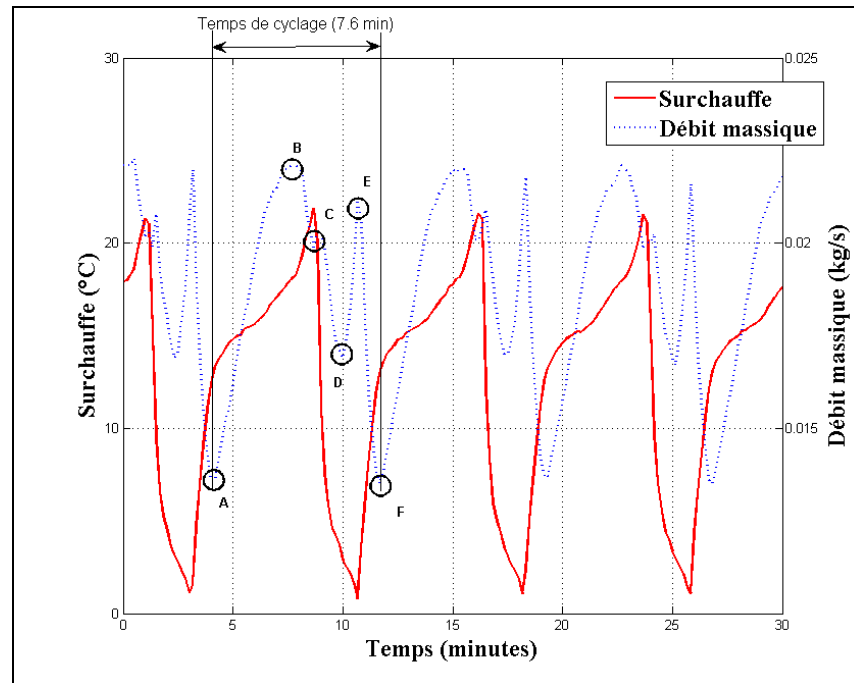


Figure 9.19 Surchauffe de la boucle #2 vs débit massique au refoulement du compresseur

9.2.4 Mode chauffage continu (boucle #3 activée) : Test 120 minutes

Pour réaliser l'analyse énergétique et comportementale du système, les résultats expérimentaux des périodes de temps suivantes sont utilisés :

- Période #1 : 10 premières minutes en régime quasi-permanent.
 - Minute 30 à minute 40.
- Période #2 : 10 minutes du test après 110 minutes de fonctionnement en régime quasi-permanent.
 - Minute 140 à 150.

Tel que mentionné précédemment, le fonctionnement continu du système avec une seule boucle géothermique activée ne permet pas de maintenir des conditions d'opération et de performance satisfaisantes du système. Ainsi, les résultats des tests pour l'analyse comportementale des boucles géothermiques individuelles sont présentés pour une période en fonctionnement continu de 120 minutes.

Tableau 9.8 Résultats : Mode chauffage continu (boucle #3 activée),
Test 120 minutes

Paramètres mesurés	Période #1	Période #2	Unités
P_1	255	243	kPa
P_2	1512	1450	kPa
P_3	1458	1399	kPa
P_{3L}	667	640	kPa
P_{3V}	251	239	kPa
$T_{comp,in}$	-18.7	-19.9	°C
$T_{comp,out}$	86.0	84.1	°C
$T_{cond,in}$	70.0	67.2	°C
$T_{cond,out}$	34.8	33.1	°C
T_{3L}	10.4	9.1	°C
T_{3V}	-9.4	-8.8	°C
$T_{XV,out}$	31.6	30.2	°C
$m_{ref,évalué}$	0.0255	0.0236	kg/s
$T_{eau,in}$	34.1	32.5	°C
$T_{eau,out}$	36.8	34.9	°C
m_{eau}	0.468	0.469	kg/s
Paramètres évalués	Période #1	Période #2	Unités
$T_{condensation,in}$	39.6	37.9	°C
$T_{condensation,out}$	38.1	36.4	°C
$T_{évaporation,in}$	9.5	8.1	°C
$T_{évaporation,out}$	-19.2	-20.6	°C
$Surchauffe_{,sol}$	N/A	N/A	°C
$Surchauffe_{,boucle3}$	9.8	11.8	°C
$\Delta P_{ref,cond}$	54	51	kPa
$\Delta P_{ref,sol}$	416	401	kPa
Paramètres Calculés	Période #1	Période #2	Unités
$q_{eau,cond}$	5122	4759	W
$q_{ref,sol}$	4101	3824	W
$q'_{ref,sol}$	137	127	W/m
$Puissance_{ref}$	1524	1402	W
$Puissance$	2515	2481	W
$Pertes Totales$	503	468	W
COP	2.04	1.92	/
COP_{thermo}	3.69	3.73	/
$COP_{idéal}$	4.27	4.30	/
COP_{Carnot}	5.35	5.36	/
$\eta_{compresseur}$	60.6	56.5	%
$\eta_{volumétrique}$	59.7	57.8	%
$\eta_{isentronique}$	76.2	77.0	%

Tableau 9.9 Résultats : Dégradation temporelle des performances,
Mode chauffage continu (boucle #3 activée), Test 120 minutes

Paramètres mesurés	De la Période #1 à la période #2
$q_{eau\ cond}$	-7.1%
$q_{ref,sol}$	-6.8%
$q'_{ref,sol}$	-6.8%
$Puissance_{ref}$	-8.0%
$Puissance$	-1.4%
$Pertes\ Totales$	-7.0%
COP	-5.9%
COP_{thermo}	1.1%
$COP_{idéal}$	0.7%
COP_{Carnot}	0.2%
$\eta_{compresseur}$	-6.8%
$\eta_{volumétrique}$	-3.2%
$\eta_{isentropique}$	1.0%

Les résultats présentés dans les tableaux et figures de cette sous-section permettent de constater que les performances et paramètres d'opération du système diminuent lors de la réalisation d'un test de 120 minutes. Ainsi les paramètres de performances évalués varient de 1.1 à -7.1% durant cet intervalle de temps. Les variations les plus importantes se situent notamment au niveau des échanges énergétiques au niveau du condenseur et de l'évaporateur (diminutions respectives de 7.1 et 6.8%) en plus de la diminution du COP (7.0%).

L'analyse de la Figure 9.24 permet de constater que le comportement en pompage de l'ensemble élément détenteur - évaporateur est présent lors de la réalisation de tests avec la boucle #3 activée. L'évaluation du temps de cyclage est réalisée de façon identique à celle de la boucle #1 et ce temps est évalué à 6.8 minutes.

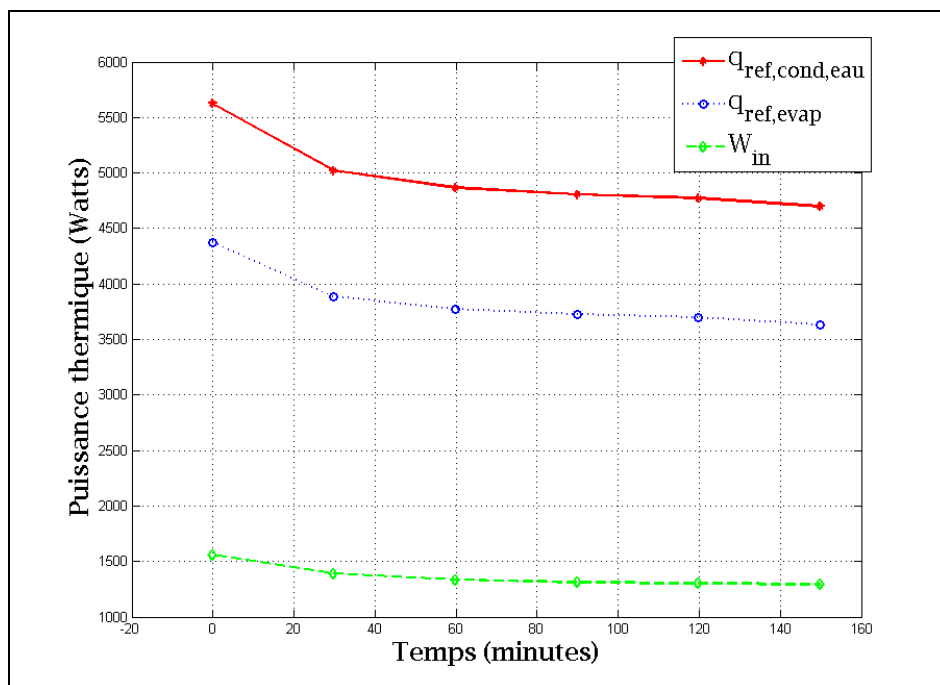


Figure 9.20 Évolution temporelle de la puissance thermique au condenseur, à l'évaporateur et de la puissance au compresseur

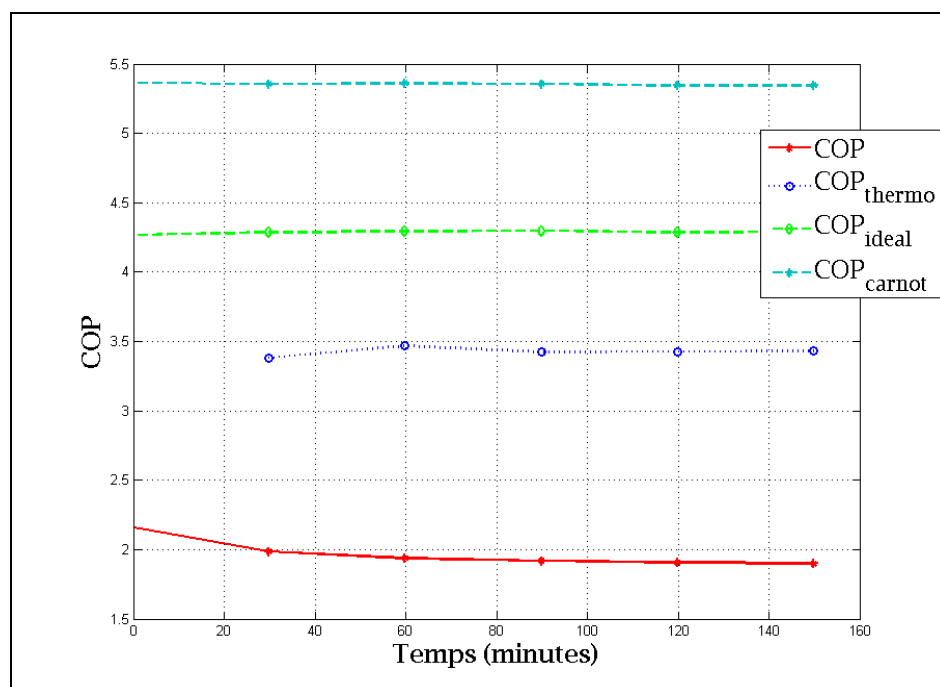


Figure 9.21 Évolution temporelle du COP , COP_{thermo} , $COP_{idéal}$ et COP_{carnot}

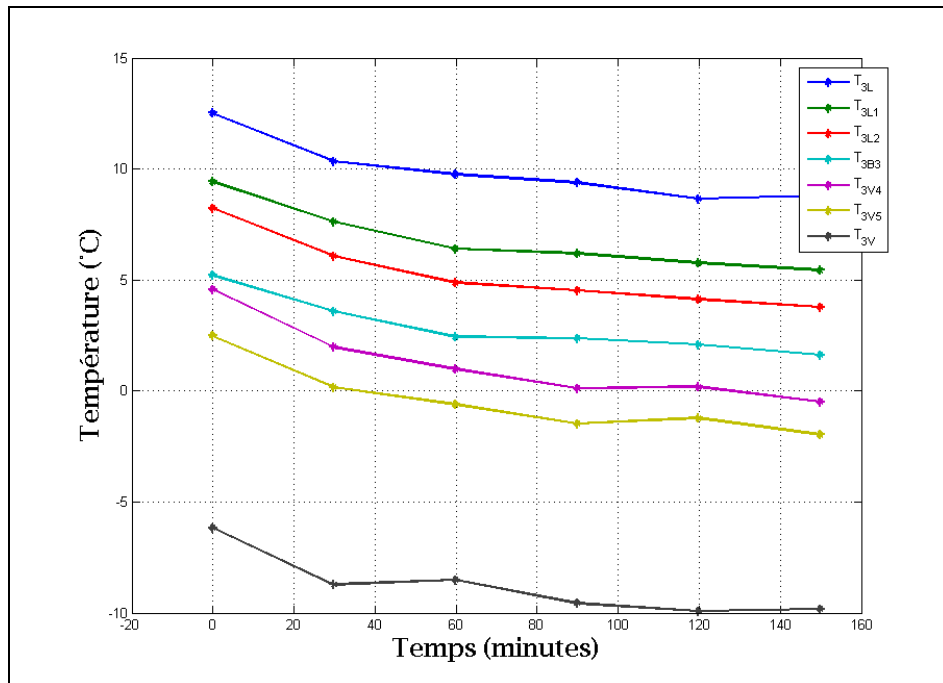


Figure 9.22 Évolution temporelle des températures
au niveau de la boucle #3

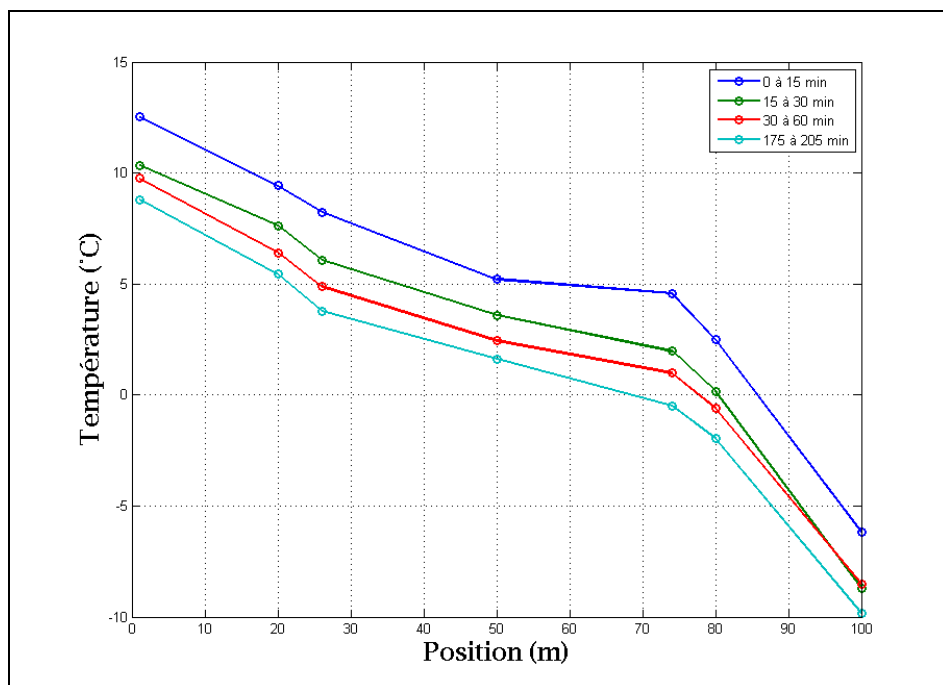


Figure 9.23 Évolution temporelle de la distribution
spatiale des températures au niveau de la boucle #3

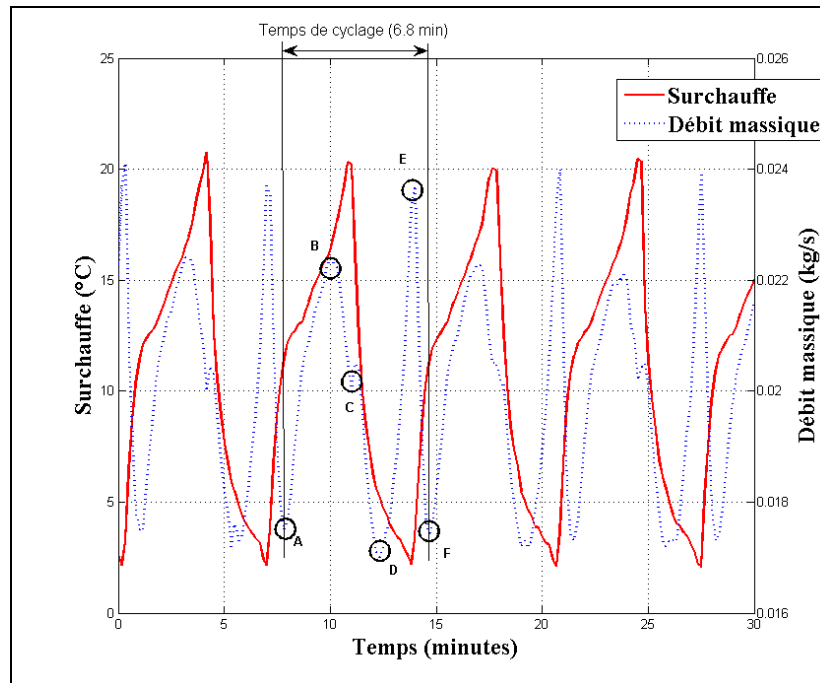


Figure 9.24 Surchauffe de la boucle #3 vs débit massique au refoulement du compresseur

9.3 Comparaison du comportement des boucles lors du fonctionnement de l'évaporateur avec une (1) boucle activée

La section précédente présentait les principaux résultats des tests effectués en mode chauffage en utilisant chacune des trois boucles géothermiques individuellement. Bien que similaire, le comportement énergétique ainsi que dynamique du système diffère selon la boucle activée. Au niveau du fluide secondaire (la boucle d'eau en l'occurrence), les conditions d'opération pour les tests effectués avec chacune des boucles sont similaires. Ainsi les températures et le débit de l'eau de la boucle au niveau de l'échangeur réfrigérant - eau sont semblables pour chacun des trois tests. La température d'entrée d'eau varie de 32.5 °C à 34.6 °C et le débit d'eau varie de 0.457 kg/s à 0.469 kg/s. Ces conditions étant similaires pour le fonctionnement du système, la disparité du comportement mesuré selon la boucle activée est alors considérée étant majoritairement fonction de la boucle géothermique activée.

Pour chacune des trois boucles, nous rappelons que l'élément détendeur est réglé selon les conditions d'usine afin d'obtenir une surchauffe statique de l'ordre de 10 °C. Bien que

l'ajustement de la surchauffe statique puisse différer légèrement d'un élément détenteur à l'autre, ce paramètre est considéré comme n'influençant pas de façon importante le comportement de l'ensemble élément détenteur - boucle géothermique. Les différences opérationnelles sont donc attribuables à l'élément boucle géothermique - sol.

Il est à noter que divers éléments peuvent contribuer à la différence des conditions d'opérations de l'élément boucle géothermique - sol. La majorité de ces éléments sont difficilement quantifiables ou identifiables puisqu'ils reposent sur les conditions de l'installation des boucles dans le sol et que la majorité de ces facteurs ne peuvent être vérifiés. Les principaux éléments sont ainsi énumérés :

- Les boucles sont insérées dans des puits forés dans le sol avec un angle de 30° par rapport à la verticale.
 - L'angle réel de chaque puits peut différer de 30° et occasionner des variations d'opération principalement liées à l'influence de la composante gravitationnelle sur les mécanismes de transfert de chaleur et de variation de pression.
 - Étant forée en angle, la composition du sol au voisinage de chacune des boucles le long de celle-ci peut différer. Ainsi, un puits peut traverser un aquifère alors qu'un autre ne traverse que du mort terrain. Cette situation est difficilement identifiable et les données géologiques lors des opérations de forage ne sont pas disponibles. Ces compositions de sol potentiellement différentes peuvent contribuer aux différences de comportement de chacune des boucles.
 - Après l'insertion des boucles dans leur puits de forage respectif, de la silice de quartz est versée dans le puits afin de colmater le puits et de créer un bon contact thermique entre la boucle et le sol. Cette opération est réalisée manuellement et la qualité du colmatage du puits est difficilement contrôlable. Ainsi, un colmatage de faible qualité peut contribuer à augmenter la résistance entre la boucle et le sol et ainsi dégrader le potentiel de transfert de chaleur d'une boucle.
- Les boucles sont constituées de deux tubes joints à l'une de leurs extrémités par un embout soudé et sont reliés à la machine frigorifique par des tubes traversant le sol horizontalement et parcourant par la suite l'entre-plafonds du laboratoire jusqu'à la

machine. Chaque boucle est ainsi mise en place en utilisant des raccords, des rayons de courbure et des unions soudés. De plus, au niveau de la machine frigorifique, les boucles sont raccordées à des endroits différents aux tubulures de distribution de liquide et de collecte de vapeur. Ces différences au niveau de l'assemblage de chacune des boucles peuvent occasionner des pertes de charge différentes et ainsi un comportement différent propre à chacune des boucles du système.

Le Tableau 9.10 présente les résultats de la période #1 de chacun des tests effectués avec chacune des boucles. Nous rappelons que les conditions d'opération au niveau de la boucle d'eau sont semblables pour chacun des trois tests effectués. On remarque qu'après 30 minutes de fonctionnement continu, avec des conditions semblables du côté de la boucle d'eau, les trois boucles permettent au système d'opérer avec des performances similaires. Par exemple, le rejet de chaleur au condenseur vaut respectivement 5164, 5215 et 5122 W lorsque les boucles #1, #2 et #3 respectivement sont activées. De plus, le *COP* du système pour les mêmes conditions vaut respectivement 2.04, 2.02 et 2.04.

On note une différence au niveau du temps de cyclage de l'ensemble élément détenteur - évaporateur qui vaut 6.0, 6.8 et 6.5 minutes respectivement pour les boucles #1, #2 et #3. Puisque pour ces tests le système fonctionne depuis un temps relativement court, ces différences au niveau du temps de cyclage sont considérées être attribuables majoritairement aux conditions statiques des boucles. Ainsi, les pertes de charge singulières de même que l'inclinaison du forage peuvent différer et imposer un fonctionnement dynamique différent pour chaque boucle. Les conditions de transfert thermique avec le sol, phénomène transitoire, sont considérées comme étant peu influant sur ce phénomène. À cet effet, on remarque que l'échange thermique avec le sol est semblable pour les trois boucles. Le temps de cyclage ne semble ainsi pas influencer de façon significative les performances du système selon les résultats obtenus.

Le Tableau 9.11 présente les résultats de la période #2 de chacun des tests effectués avec chacune des boucles. Nous remarquons à ce niveau des différences opérationnelles

significatives entre les résultats des trois boucles. Par exemple, le rejet de chaleur au condenseur vaut respectivement 5079, 4602 et 4759 W lorsque les boucles #1, #2 et #3 respectivement sont activées. De plus, le *COP* du système pour les mêmes conditions vaut respectivement 2.02, 1.86 et 1.92. Ces résultats permettent de conclure que les performances du système se sont dégradées de façon significative lorsque la boucle #2 ou la boucle #3 était activée. Les résultats pour la boucle #1 sont demeurés relativement stables.

Ces dégradations de performances sont considérées attribuables majoritairement aux conditions d'échange thermique entre les boucles et le sol. Ainsi, selon les résultats obtenus, il est raisonnable de conclure que les boucles #2 et #3 possèdent des conditions de transfert de chaleur avec le sol moins favorables que la boucle #1. Ceci peut être lié à la condition du sol au voisinage des puits tout comme à la condition du colmatage des puits par la silice de quartz.

En ce qui concerne la boucle #2, le temps de cyclage a augmenté passant de 6.8 à 7.7 min durant la période de test de 120 minutes alors que pour les boucles #1 et #3 ce temps est demeuré pratiquement inchangé. À ce propos, plusieurs tests ont été effectués en utilisant individuellement les boucles #1, #2 et #3. Pour les tests utilisant la boucle #1 ou la boucle #3, les résultats sont similaires à ceux présentés dans cette section : le temps de cyclage demeure pratiquement constant, peu importe le temps de fonctionnement. Pour les tests utilisant la boucle #2, une majorité des tests a été interrompue puisque le système s'est arrêté sur la limite de protection de basse pression ou encore sur la limite de protection de haute pression. Cette situation est survenue à des temps de fonctionnement différents variant de 1 à 30 minutes environ. Les conditions étant variables et difficilement reproductibles, la cause exacte de ce phénomène ne peut être qu'énoncée hypothétiquement. Ainsi, selon les résultats obtenus et les possibilités de validation et d'obtention de données expérimentales, nous considérons probable que la boucle #2 subit des problèmes d'accumulation d'huile à son embout soudé. En effet, l'augmentation des temps de cyclage et les arrêts du système sur les limites de basse ou haute pression permettent de croire qu'une partie de l'huile entraînée par

le réfrigérant s'accumule dans l'embout de la boucle et peut occasionner une obstruction partielle à l'écoulement de réfrigérant.

Selon les résultats de tests effectués sur les boucles individuelles, des anomalies de fonctionnement sont observées au niveau de la boucle #2 et pénalisent à la fois les performances du système et les conditions de stabilité opérationnelle de ce dernier.

Tableau 9.10 Résultats : Comparaison du fonctionnement pour chacune des trois boucles pour la période #1 d'un test de 120 minutes

Paramètres Calculés	Boucle #1	Boucle #2	Boucle #3	Unités
q_{eau_cond}	5164	5215	5122	W
$q_{ref,sol}$	4300	4355	4101	W
$q'_{ref,sol}$	143	145	137	W/m
<i>Puissance</i>	2534	2574	2515	W
<i>COP</i>	2.04	2.02	2.04	/
<i>Temps de cyclage du détendeur</i>	6.0	6.8	6.5	Min
$\Delta P_{ref,cond}$	50	45	51	kPa
$\Delta P_{ref,sol}$	397	348	401	kPa

Tableau 9.11 Résultats : Comparaison du fonctionnement pour chacune des trois boucles pour la période #2 d'un test de 120 minutes

Paramètres Calculés	Boucle #1	Boucle #2	Boucle #3	Unités
q_{eau_cond}	5079	4602	4759	W
$q_{ref,sol}$	4192	3767	3824	W
$q'_{ref,sol}$	140	126	127	W/m
<i>Puissance</i>	2515	2472	2481	W
<i>COP</i>	2.02	1.86	1.92	/
<i>Temps de cyclage du détendeur</i>	6.0	7.7	6.6	Min
$\Delta P_{ref,cond}$	50	49	54	kPa
$\Delta P_{ref,sol}$	386	401	416	kPa

9.4 Résumé

Ce chapitre a présenté les résultats expérimentaux lors du fonctionnement du système en mode chauffage avec une seule boucle activée. L'obtention et l'analyse de ces résultats

constituent une étape importante tant pour la compréhension du comportement complexe du système que pour l'analyse des modèles de simulation.

Il a été démontré que l'ensemble élément détenteur - évaporateur fonctionne continuellement en cyclage avec un comportement en pompage, et ce, pour les trois boucles. Ce comportement sera analysé dans le chapitre suivant. De plus, le comportement dynamique et les performances thermodynamiques des trois boucles diffèrent. Ces différences significatives sont le résultat de distinction tant au niveau statique que dynamique pour les boucles et leur environnement. Ces différences présentent la complexité d'analyse de ces systèmes pour lesquels un nombre important et considérable de paramètres sont inconnus et incertains.

Pour le système étudié, il appert que la boucle #2 opère avec des anomalies comparativement aux boucles #1 et #3. Ces anomalies peuvent résulter, selon nos observations, en une accumulation d'huile en bout du tube en U. Bien qu'il ne soit pas possible de clairement identifier cette anomalie n'y d'en connaître la cause exacte, ce type de problématique est connu et présenté dans la littérature.

CHAPITRE 10

ANALYSE DU COMPORTEMENT EN POMPAGE DE L'ENSEMBLE ÉLÉMENT DÉTENDEUR - ÉVAPORATEUR EN MODE CHAUFFAGE (une boucle géothermique activée)

Le comportement de la valve de détente décrit dans le chapitre précédemment et observable dans la Figure 9.9 est caractéristique du phénomène de pompage d'un élément détenteur. Le pompage s'observe par de larges oscillations de la surchauffe à la sortie de l'évaporateur causées par une alternance entre une suralimentation et une sous-alimentation de cet organe en réfrigérant.

Le pompage d'un élément détenteur d'une machine frigorifique est un comportement indésirable contribuant à la diminution des performances et de la stabilité opérationnelle du système. Dans l'analyse présentée précédemment, on note que plusieurs paramètres d'opération du système (pressions, débit massique...) fluctuent considérablement durant le cyclage de l'élément détenteur. De plus, on observe que du réfrigérant liquide sort de l'évaporateur ce qui pourrait nuire au fonctionnement du compresseur.

Les causes potentielles d'un comportement en pompage d'un élément détenteur sont les suivantes (Ibrahim, 2001; Liang, 2010; Mueller, 1988; Mulay, 2005; Stoecker, 1966):

- Mauvaise localisation du bulbe thermostatique.
- Valve d'expansion surdimensionnée.
- Tuyauterie sous-dimensionnée de l'évaporateur.
- Mauvais réglage de la surchauffe statique de la valve d'expansion thermostatique.
- Délai de réaction trop long.
- Délai de transport de la rétroaction du détenteur trop long.
- Mauvaise distribution du réfrigérant dans un évaporateur constitué de circuits en parallèle.

Les données expérimentales présentées dans cette section visent à permettre l'analyse comportementale de l'effet de pompage observé au niveau de l'ensemble élément détenteur - évaporateur.

10.1 Méthodologie expérimentale

Des tests expérimentaux visant à investiguer les causes de pompage de l'élément détenteur ont été réalisés sur le banc d'essai. Pour réaliser ces tests, une seule boucle géothermique était activée et l'ensemble élément détenteur - évaporateur est schématisé sur la Figure 10.1. Lors de la réalisation des tests expérimentaux, le seul paramètre modifiable était la force de tension du ressort de la surchauffe statique de l'élément détenteur. Tel que défini par le manufacturier de l'élément détenteur, chaque tour complet de la vis d'ajustement du ressort de surchauffe statique de l'élément détenteur correspond à une variation d'environ 2.5°C de surchauffe statique.

Pour les tests expérimentaux utilisant une seule boucle géothermique activée, seuls les paramètres suivants pouvant causer un comportement en pompage de l'élément détenteur sont analysés:

- Mauvais ajustement de la vis de surchauffe statique de la valve d'expansion thermostatique.
- Délai de transport de la rétroaction du détenteur.
- Délais de réaction de l'ensemble élément détenteur - évaporateur.

La méthodologie pour la réalisation des tests visant l'ajustement de la vis de surchauffe statique consiste initialement à tourner complètement la vis d'ajustement du ressort de surchauffe statique de l'élément détenteur dans le sens antihoraire de sorte que la surchauffe statique soit au minimum. Par la suite, le système est démarré et mis en fonction de façon continue. Afin de vérifier l'influence de l'ajustement de la surchauffe statique sur le comportement de l'ensemble élément détenteur - évaporateur, la vis d'ajustement du ressort de surchauffe statique est tournée dans le sens horaire de ½ à un tour après l'observation de trois oscillations de l'élément détenteur ou après approximativement dix minutes si aucune

oscillation ne se produit. L'ajustement de la vis de surchauffe statique est une procédure courante pour tenter de corriger un dysfonctionnement d'un élément détenteur.

La méthodologie pour l'analyse du délai de réaction et du délai de transport consiste à faire fonctionner continuellement le système avec une seule boucle activée et à mesurer les paramètres permettant d'effectuer l'analyse comportementale. Les détails de ces paramètres sont donnés dans les sections subséquentes.

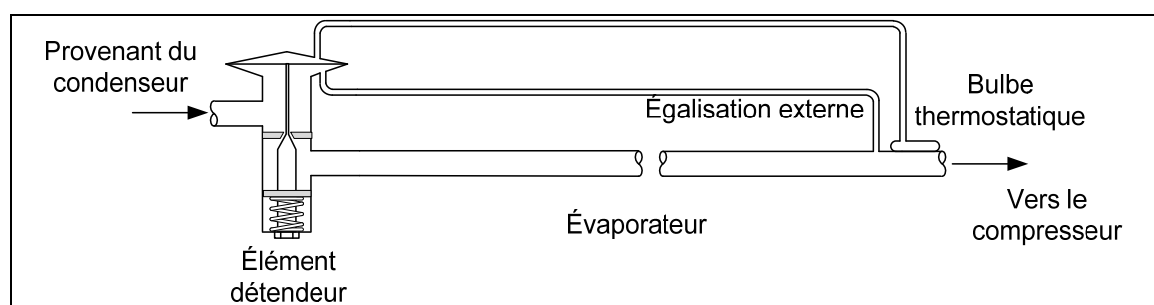


Figure 10.1 Schématisation de la configuration élément détenteur - évaporateur pour les tests utilisant une seule boucle activée

10.2 Analyse des résultats du comportement en pompage

Les résultats des tests effectués ainsi que l'analyse du comportement selon les paramètres visés sont présentés dans les sections suivantes:

- Ajustement de la vis de surchauffe statique.
- Délai de transport.
- Délai de réaction de l'ensemble élément détenteur - évaporateur.

10.2.1 Ajustement de la vis de surchauffe statique

Plusieurs tests ont été effectués sur les boucles #1, #2 et #3 du système en utilisant la méthodologie décrite précédemment. Les résultats présentés sont ceux obtenus en effectuant les tests avec la boucle #1 activée. Les résultats en utilisant respectivement la boucle #2 seulement

et la boucle # 3 seulement sont qualitativement comparables et les conclusions pouvant être obtenus sont les mêmes que pour les tests actuels et ne seront donc pas présentées.

Le Tableau 10.1 présente les ajustements réalisés au niveau de la vis d'ajustement de surchauffe statique pour un test effectué avec la boucle #1 activée.

Tableau 10.1 Ajustement de la vis de surchauffe statique: Boucle #1 activée

Numéro d'ajustement	Temps de l'ajustement (minutes)	Nombre total de tours horaires depuis la position initiale	Surchauffe statique imposée par le ressort (°C)
1	0	0	0
2	33	1	2.5
3	43.3	2	5
4	54.2	3	7.5
5	76.7	4	10
6	98.9	5	12.5
7	124.6	6	15
8	161.6	7	17.5
9	195.7	8	20

La Figure 10.2 présente la variation temporelle de la surchauffe au niveau de la boucle #1 en fonction de l'ajustement de la vis de surchauffe statique. Pour un ajustement de zéro à deux tours, on observe que la surchauffe est constante et nulle. Cette situation est indésirable puisque du réfrigérant liquide pourrait potentiellement atteindre le compresseur et endommager cet organe. De plus, pour les tests réalisés, le nombre maximum de tours horaires de la vis d'ajustement est de huit. En effet, un ajustement de plus de huit tours occasionne l'arrêt du système par l'atteinte de la limite de sécurité de haute pression (2150 kPa). Pour un ajustement de la vis de surchauffe statique de 2 à 8 tours, on note l'apparition du comportement en pompage de l'élément détenteur. Ainsi, on note que durant la période d'ajustement (plus de 200 minutes) l'obtention d'une condition relativement stable d'opération du système avec une surchauffe non nulle n'est pas réalisée. Le système a opéré soit avec une surchauffe nulle, soit avec un

comportement de pompage visible par de larges oscillations de surchauffe. De plus, de fortes oscillations au niveau de la haute et de la basse pression sont observées et peuvent contribuer à l'instabilité de l'élément détenteur puisque ce dernier ne possède pas d'orifice balancé.

Selon les conditions actuelles et les tests effectués, on note que l'ajustement de la vis de surchauffe statique ne permet pas d'obtenir des conditions opérationnelles stables et satisfaisantes du système. On doit souligner que le système n'est, à priori, pas conçu par le manufacturier pour fonctionner avec une seule boucle activée. Toutefois, tel que nous le présenterons dans le chapitre suivant, il n'a pas été possible non plus d'ajuster les vis de surchauffe statique des éléments détenteurs afin d'obtenir des conditions opérationnelles stables lorsque le système fonctionne avec trois boucles activées, tel que prescrit par le manufacturier.

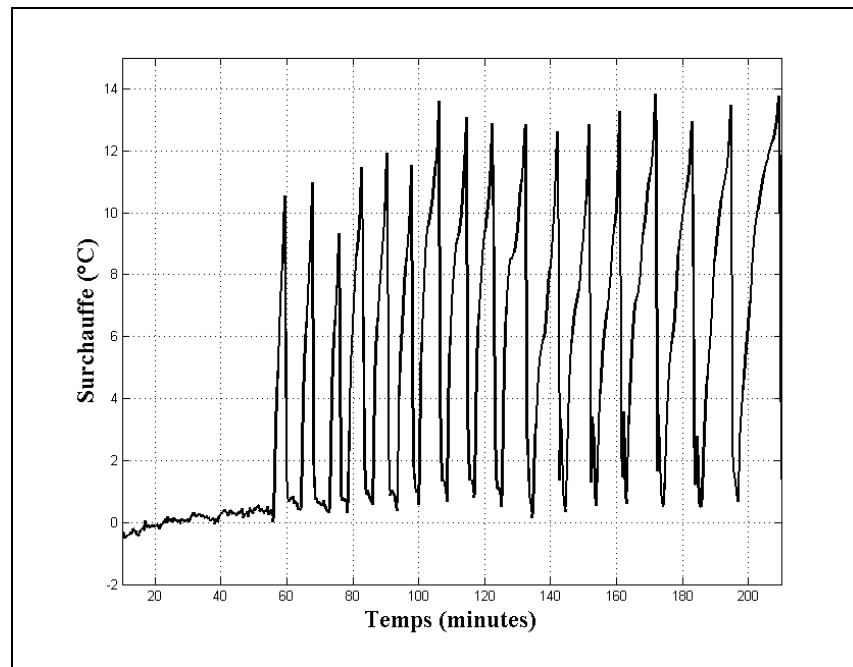


Figure 10.2 Surchauffe en fonction de l'ajustement de la vis de surchauffe statique: boucle #1 activée

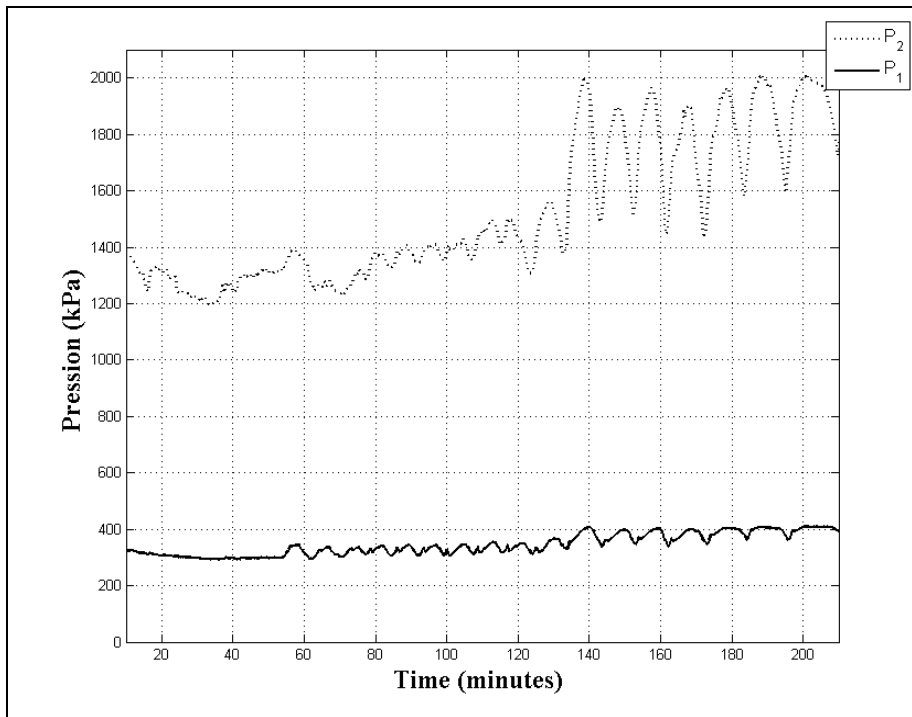


Figure 10.3 Oscillation de la haute et basse pression en fonction de l'ajustement de la vis de surchauffe statique: boucle #1 activée

10.2.2 Délai de transport

Le comportement dynamique d'un ensemble élément détenteur - évaporateur peut être représenté en utilisant trois différentes constantes de temps et un délai de transport. Les constantes de temps représentent (i) le déplacement du point de transition mélange diphasique - vapeur (ii) la capacité thermique de la paroi du tube sur lequel est fixé le bulbe thermostatique et (iii) l'élément détenteur lui-même. Il a été démontré (Ibrahim, 2001; Stoecker, 1966) que la combinaison de ces constantes de temps peut occasionner une instabilité d'opération du système. En effet, ces constantes de temps décalent le temps entre un changement de débit massique au niveau de l'élément détenteur et la résultante de ce changement sur la surchauffe à la sortie de l'évaporateur.

L'évaluation séparée des constantes de temps et du délai de transport est difficilement réalisable en pratique. Le montage expérimental actuel dont nous disposons ne possède pas l'instrumentation adéquate ainsi que la possibilité d'imposition et de contrôle de paramètres

afin d'analyser de façon détaillée et adéquate les constantes de temps et le délai de transport. Certaines hypothèses et approximations nous permettent néanmoins de réaliser une analyse sommaire et qualitative de ces délais.

La méthodologie généralement employée pour évaluer ces paramètres consiste à imposer des variations en échelon de paramètres de fonctionnement du système et de mesurer la variation temporelle de la réponse de ce dernier (Huelle, 1967; Ibrahim, 2001; Stoecker, 1966; 1971; Tahat, 2001). Les variations imposées sont généralement des variations internes (une variation de débit massique à l'élément détenteur à l'aide d'un robinet manuel) ou encore des variations externes (la variation de la température ou du débit du fluide secondaire au niveau de l'évaporateur).

Pour le banc d'essai actuel, il ne nous est pas possible d'imposer des variations internes et l'observation de ces variations n'est pas facilement réalisable. En effet, avec les équipements présentement installés sur le banc d'essai, nous ne pouvons faire varier de façon manuelle le débit de réfrigérant au niveau de l'élément détenteur; l'ouverture et la fermeture de l'élément détenteur sont par conséquent dépendantes du fonctionnement global du système. Qui plus est, le temps précis auquel l'élément détenteur s'ouvre ou se ferme ne peut être observé directement de même que le délai d'ouverture ou de fermeture. Ces événements sont alors déduits par observation et analyse de valeurs mesurées telles que décrites ci-après. De plus, pour le système actuel, puisque l'évaporateur est l'échangeur de chaleur réfrigérant-sol, il est d'une évidence même que les conditions externes au fluide frigorigène ne peuvent être modifiées. Ainsi, pour l'analyse en cours certaines simplifications et hypothèses sont effectuées sur le comportement global du système.

Finalement, on notera que dans les résultats de recherche présentés par les autres chercheurs, le débit massique de réfrigérant est considéré constant après l'imposition du changement échelon et que les conséquences des changements obtenus sur le compresseur et le condenseur ne sont pas prises en considération. Comme présenté dans le chapitre précédent, nous observons que pour le système actuel, le débit massique, de même que le comportement

de chaque organe de système varient continuellement dans le temps. Ce comportement complexifie l'analyse des résultats.

Le délai de transport de l'ensemble élément détendeur - évaporateur représente le temps requis pour que l'imposition d'un changement de débit de réfrigérant se déplace le long de l'évaporateur, de l'entrée à la sortie. Ce temps est essentiellement fonction de la longueur de l'évaporateur et de la vitesse à laquelle le réfrigérant se déplace. De longs délais de transport sont considérés comme une cause probable de l'instabilité d'opération d'un système. Pour le système présentement analysé, ce délai de transport peut s'avérer problématique puisque la longueur de l'évaporateur est importante. En effet, lorsque l'évaporateur est constitué d'une seule boucle, la longueur totale de l'évaporateur entre l'élément détendeur et la localisation du bulbe thermostatique est de 100 mètres. L'évaluation adéquate de ce délai est relativement complexe; particulièrement pour le système actuel. En effet on observe une variation temporelle et spatiale continue du débit de réfrigérant dans les organes du système en plus d'une variation du point de transition mélange diphasique - vapeur et de la variation de la dimension de la tuyauterie le long de l'évaporateur. Afin d'obtenir un ordre de grandeur sur le délai de transport probable obtenu au niveau de l'ensemble élément détendeur - évaporateur, l'approche suivante est utilisée:

- Pour l'intervalle de temps correspondant à l'ouverture de la valve de détente, les valeurs moyennes des paramètres mesurés à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur sont évaluées.
- Les valeurs de la vitesse moyenne du réfrigérant à l'entrée de l'évaporateur (V_{1L}) et de la vitesse moyenne du réfrigérant à la sortie de l'évaporateur (V_{1V}) sont évaluées avec les valeurs obtenues précédemment.

$$V_{1L} = \frac{m_{ref}}{\rho_{1L} A_{1L}} \quad (10.1)$$

$$V_{1V} = \frac{m_{ref}}{\rho_{1V} A_{1V}} \quad (10.2)$$

où:

A_{IL} Section de la ligne liquide (m²)

A_{IV} Section de la ligne vapeur (m²)

- L'intervalle de temps probable du délai de transport est obtenu en considérant les vitesses de réfrigérant minimum et maximum calculées.

$$\text{Délai de transport maximum} = \frac{\text{Longueur évaporateur}}{V_{IL}} \quad (10.3)$$

$$\text{Délai de transport minimum} = \frac{\text{Longueur évaporateur}}{V_{IV}} \quad (10.4)$$

Tableau 10.2 Paramètres pour l'évaluation du délai de transport

Paramètres mesurés	Valeur	unités
m_{ref}	0.0198	kg/s
P_{IL}	645.1	kPa
x_1	0.139	/
ρ_{IL}	173.2	kg/m ³
P_{IV}	258.3	kPa
T_{IV}	-10.1	°C
ρ_{IV}	10.9	kg/m ³
A_{IL}	4.9017 e-5	m ²
A_{IV}	7.088 e-5	m ²
Longueur évaporateur	100	m
Paramètres calculés	Valeur	Unités
V_{IL}	2.3	m/s
V_{IV}	25.6	m/s
Délai de transport maximum	43.5	s
Délai de transport minimum	3.9	s

Selon la revue de littérature effectuée, les délais de transport généralement rencontrés dans les systèmes frigorifiques sont de l'ordre de cinq secondes. On observe que les délais de

transport probables pour le test effectué sur le système actuel varient entre 3.9 et 43.5 secondes. Les délais évalués sont ainsi sensiblement supérieurs aux délais observables en général et disponibles dans la littérature. Ces délais importants, résultants de la longueur considérable de l'évaporateur, sont susceptibles de contribuer à l'instabilité d'opération du système.

10.2.3 Délais de réaction de l'ensemble élément détendeur - évaporateur

Tel que défini précédemment, le délai de réaction de l'ensemble élément détendeur-évaporateur est principalement dû à trois contributions:

Le déplacement du point de transition mélange diphasique - vapeur.

La capacité thermique de la paroi du tube sur lequel est fixé le bulbe thermostatique.

L'élément détendeur lui-même.

La principale contribution au délai de réaction de l'ensemble élément détendeur- évaporateur est considérée être le déplacement du point de transition (mélange diphasique - vapeur). Selon les résultats obtenus et en accord avec les résultats présentés dans la littérature, ce temps est différent selon que le débit massique augmente ou diminue. Lorsque le débit massique augmente (condition caractéristique d'une surchauffe trop importante), ce temps est considéré être le temps requis depuis l'ouverture de l'élément détendeur pour que l'excès de surchauffe soit réduit. La réduction de l'excès de surchauffe se réalise par l'admission d'une plus grande quantité de réfrigérant liquide dans l'évaporateur. Pour la situation durant laquelle le débit massique diminue (condition caractéristique d'un excès de liquide à l'évaporateur et d'une surchauffe trop faible), ce temps est considéré être le temps nécessaire depuis la fermeture de l'élément détendeur pour que l'excès de liquide soit évaporé.

La différence entre les deux constantes de temps s'explique par les différents mécanismes existants durant les évolutions. Durant une augmentation de l'apport en réfrigérant liquide, les conditions sont:

L'ouverture de l'élément détendeur occasionne une augmentation de la pression à l'évaporateur contribuant à une condensation partielle de la vapeur.

Le réfrigérant est sous forme de vapeur surchauffée pour la quasi-totalité de l'évaporateur. Le réfrigérant liquide admis doit donc refroidir les parois de l'évaporateur ce qui occasionne une masse thermique effective de l'évaporateur importante et retarde le déplacement du point de transition; phénomène majoritairement convectif. Qui plus est, le délai de transport est significatif puisque le réfrigérant de l'évaporateur se trouvant précédemment sous forme de vapeur surchauffée, le réfrigérant liquide admis doit parcourir la totalité de la longueur de l'évaporateur pour influencer la surchauffe à la sortie.

Durant une diminution de l'apport en réfrigérant liquide, les conditions sont:

La fermeture de l'élément détendeur occasionne une diminution de la pression à l'évaporateur contribuant à l'évaporation d'une partie du réfrigérant liquide.

Le débit massique de réfrigérant est diminué (voire arrêté) et la quasi-totalité de la longueur de la tuyauterie de l'évaporateur contient du réfrigérant liquide. L'énergie nécessaire pour évaporer l'excès de réfrigérant liquide provient de la paroi du tube (et conséquemment du sol); phénomène majoritairement diffusif. Dans cette situation, le délai de transport n'est pas considéré puisque l'augmentation de la surchauffe à la sortie de l'évaporateur est un phénomène local et que l'élément détendeur est fermé. De plus, durant ce phénomène la variation de température de la paroi de l'évaporateur est faible (voire nulle) et la masse thermique effective de l'évaporateur s'en trouve ainsi réduite par comparaison avec le phénomène précédent.

Les phénomènes physiques différents entre la situation de diminution et celle d'augmentation de la surchauffe sont à l'origine des différences significatives entre les deux valeurs résultantes de délai.

Les tableaux suivants présentent respectivement les délais de diminution et d'augmentation de la surchauffe. Le moment d'ouverture de la valve (point de référence pour le délai de diminution de surchauffe), est évalué au temps 514.8 minutes (*Voir* Figure 10.4). Quant au

moment de fermeture (point de référence pour le délai d'augmentation de surchauffe), il est évalué au temps 518 minutes. L'évaluation de ces temps de référence est présentée en détail plus loin. Pour le temps d'apparition de surchauffe, les données expérimentales des points T_{IL1} , T_{IL2} et T_{IB3} ne nous permettent pas de clairement déterminer le moment de transition. En effet, durant cette évolution, il s'avère difficile de dissocier la contribution de diminution de pression et de transfert énergétique sur le comportement d'évaporation du réfrigérant. Pour l'ensemble élément détenteur - évaporateur, le temps de diminution de surchauffe est de 3.2 minutes et celui d'apparition de surchauffe est de 2.2 minutes.

Tableau 10.3 Évaluation du temps de diminution de surchauffe

Position du thermocouple	Début diminution surchauffe (minutes)	Temps de diminution de surchauffe (minutes)
T_{IL}	/	/
T_{IL1}	514.8	0.0
T_{IL2}	514.9	0.1
T_{IB3}	515.0	0.2
T_{IV4}	515.5	0.7
T_{IV5}	516.8	2.0
T_{IV}	518.0	3.2

Tableau 10.4 Évaluation du temps d'apparition de surchauffe

Position du thermocouple	Début augmentation surchauffe (minutes)	Temps de l'augmentation de surchauffe (minutes)
T_{IL}	/	/
T_{IL1}	/	/
T_{IL2}	/	/
T_{IB3}	/	/
T_{IV4}	520.2	2.2
T_{IV5}	520.2	2.2
T_{IV}	520.3	2.3

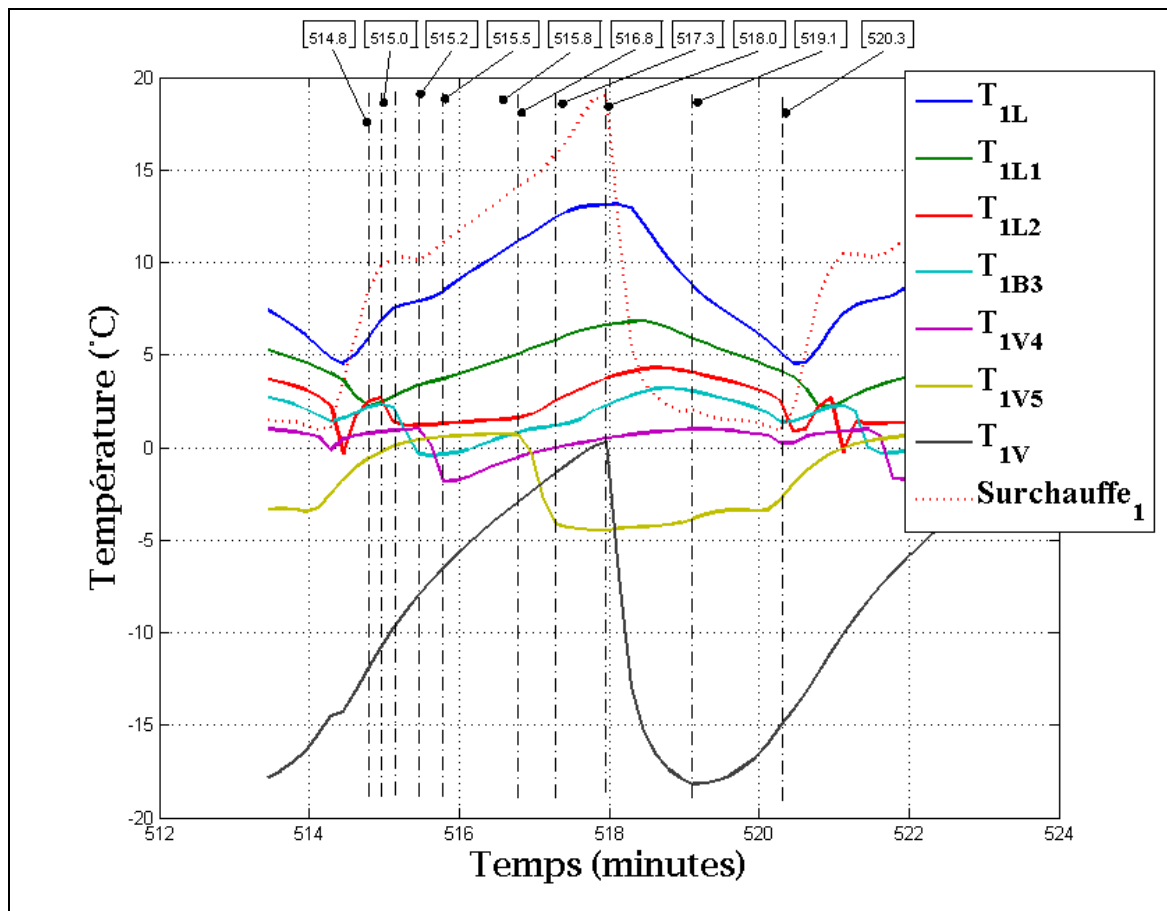


Figure 10.4 Variation temporelle des températures de la boucle #1

Chaque boucle géothermique possède un total de sept capteurs de températures et deux capteurs de pressions. Pour évaluer l'évolution spatiale et temporelle de la surchauffe du réfrigérant, les hypothèses suivantes sont posées:

- La variation de pression le long de la boucle est considérée varier linéairement en fonction de la pression mesurée à l'entrée (P_{IL}) et à la sortie (P_{IV}) de cet organe. Dans les figures suivantes, le trait en pointillé représente cette variation de pression.
- La température de saturation le long de la boucle est évaluée en considérant la température de saturation à la pression évaluée précédemment.
- La surchauffe locale est donc considérée être la différence entre la température mesurée et la température de saturation localement évaluée.

Les Figure 10.7 à Figure 10.19 présentent les variations temporelles de la surchauffe pour chacune des localisations spatiales de température mesurée ainsi que la distribution spatiale de température pour différents temps de fonctionnement caractéristique définis dans le Tableau 10.3. On observe dans ces figures que l'évaluation de la surchauffe pour les positions spatiales intermédiaires (T_{IL1} , T_{IL2} , T_{IB3} , T_{IV4} , T_{IV5}) n'est pas totalement adéquate. En effet, nous rappelons que l'évaluation de la surchauffe est basée sur une approximation de la distribution spatiale linéaire de la pression le long de la boucle. Cette distribution de pression n'est probablement pas représentative de la distribution de pression réelle dans l'organe. Toutefois, avec l'instrumentation actuelle du banc d'essai nous ne pouvons envisager d'autres modèles simples plus représentatifs de variation de ce paramètre. De plus, par l'observation temporelle des paramètres mesurés, il y a raison de croire que la distribution spatiale de pression varie continuellement en fonction des variations de débit massique de réfrigérant, de déplacement du point de transition mélange diphasique - vapeur et autres.

Conséquemment, bien que l'évaluation de la pression la long de l'évaporateur ne soit pas obtenue de façon précise, l'approximation d'une variation linéaire permet tout de même l'observation du comportement qualitatif du déplacement du point de transition mélange diphasique - vapeur, de la capacité thermique de la paroi du tube sur lequel est fixé le bulbe thermostatique et de l'élément détendeur.

Pour le test présenté, les résultats des Figure 10.4 à Figure 10.20 permettent de considérer l'évolution temporelle suivante de l'ensemble élément détenteur - évaporateur:

- 514.8 min: L'élément détenteur commence à ouvrir.
 - La surchauffe atteint 10 °C (équivalent à la surchauffe statique).
 - La surchauffe évaluée pour tous les points (à l'exception de T_{1V}) diminue.
 - La pression à la sortie de l'évaporateur (P_{1V}) augmente comme conséquence à l'ouverture de l'élément détenteur et l'admission de réfrigérant à haute pression.
- 518.0 min: L'élément détenteur commence à se fermer.
 - La surchauffe diminue rapidement.
 - La pression en aval de l'élément détenteur diminue.
 - Le taux de diminution de la pression au condenseur diminue.
- 519.0 min: L'élément détenteur est complètement fermé.
 - La pression au condenseur augmente.
 - L'évaporateur se vide de son réfrigérant.
 - La pression en amont de l'évaporateur baisse conséquemment.
 - La pression en aval de l'évaporateur augmente causée par l'évaporation de l'excès de réfrigérant liquide et observable par la surchauffe nulle.
- 520.3 min: L'élément détenteur demeure complètement fermé.
 - La pression en amont de l'évaporateur continu de baisser conséquemment.
 - La pression en aval de l'évaporateur diminue car l'excès de liquide est évaporé et désormais le vidage de l'évaporateur contribue en une baisse de pression de ce dernier.
- 521.0 min: L'élément détenteur s'ouvre à nouveau.

Selon le comportement présenté ci-haut, on remarque que le temps de cyclage de l'élément détenteur est de 6.2 minutes (372 secondes). Ce temps est considérablement supérieur aux temps de cyclage généralement rapportés dans la littérature. Ces derniers sont de l'ordre de 5 à 120 secondes.

Certaines observations peuvent être faites concernant les délais de réaction. À titre d'exemple sur la Figure 10.15 on observe qu'à 514.8 minutes (ouverture de l'élément détenteur), la

surchauffe diminue. Cette diminution de surchauffe est causée par l'augmentation de pression régnant dans l'évaporateur associée à l'ouverture de l'élément détenteur. Ainsi, une partie du réfrigérant surchauffé se condense à la suite de cette augmentation de pression. Par la suite, on remarque qu'à 515.5 minutes la température (T_{IV4}) diminue significativement. Cette diminution de température est également observable sur le taux de diminution de surchauffe qui s'accroît conséquemment. La diminution de température du réfrigérant à ce moment est considérée attribuable à la présence de réfrigérant liquide à cet endroit. Cette présence de réfrigérant liquide représente le déplacement du point de transition mélange diphasique - vapeur. Pour l'évaporateur en entier, le temps de déplacement du point de transition peut s'évaluer en considérant le temps d'ouverture de l'élément détenteur et le temps d'apparition de réfrigérant liquide à la sortie de l'organe. Cette évaluation du temps de déplacement ne considère toutefois pas le temps du délai de transport. Le temps de déplacement du point de transition ainsi évalué est donc $518.0 \text{ min.} - 514.8 \text{ min.} = 3.2 \text{ minutes (192 secondes)}$.

Le délai de réaction du bulbe thermostatique de l'élément détenteur peut être approximé selon les hypothèses suivantes:

- Le thermocouple mesurant la température au point T_{IV} étant situé sur la tuyauterie et à proximité du bulbe thermostatique, la lecture de température à cet endroit est supposée valoir la température représentative du bulbe. La capacité thermique de la paroi du tube n'est ainsi pas incluse mais celles de la paroi du bulbe et de son contenu le sont.
- Le thermocouple mesurant la température au point T_{IV} étant situé sur la tuyauterie et à proximité du bulbe thermostatique, la lecture de température à cet endroit est supposée valoir la température représentative du bulbe. La capacité thermique de la paroi du tube n'est ainsi pas incluse mais celles de la paroi du bulbe et de son contenu le sont.
- Le délai du bulbe est déduit en mesurant le délai entre l'apparition de réfrigérant liquide à l'endroit où est situé le bulbe et la diminution de pression en aval de l'élément détenteur; signe du début de la fermeture de l'élément détenteur.

Selon ces hypothèses et les observations réalisées, le temps de réaction du bulbe thermostatique est considéré valoir $518.2 \text{ min.} - 517.9 \text{ min.} = 0.3 \text{ minutes (18 secondes)}$.

Le délai de réaction de la paroi du tube peut être approximé en posant les hypothèses suivantes:

- Le thermocouple mesurant la température au point T_{IV} est situé sur la surface de la tuyauterie et accuse ainsi un délai par rapport à la prise de pression à la même position (P_{IV}).
- Le délai de réaction de la paroi est déduit en mesurant le délai entre l'apparition de présence de réfrigérant liquide dans la tuyauterie par lecture de pression et l'apparition de présence de réfrigérant liquide dans la tuyauterie par lecture de température.

Selon ces hypothèses et les observations réalisées, le temps de réaction de la paroi du tube est considéré valoir $517.9 \text{ min.} - 517.8 \text{ min.} = 0.1 \text{ minutes}$ (6 secondes).

L'évaluation des différents délais présentés s'avère approximative étant donné l'instrumentation, le pas de temps d'enregistrement des données et les hypothèses posées. Les résultats sont néanmoins intéressants pour l'analyse qualitative de l'importance de chacun des délais sur le délai de réaction total de l'ensemble élément détenteur - évaporateur.

En résumé, les différents délais de réaction sont les suivants:

- Le délai de réaction du bulbe thermostatique = 0.3 min.
- Le délai de réaction de la paroi du tube = 0.1 min.
- Délai de diminution de surchauffe = 3.2 min.
- Délai d'apparition de surchauffe = 2.2 min.

On remarque que les délais associés au déplacement du point de transition sont les principales contributions au délai de réaction de l'ensemble élément détenteur - évaporateur.

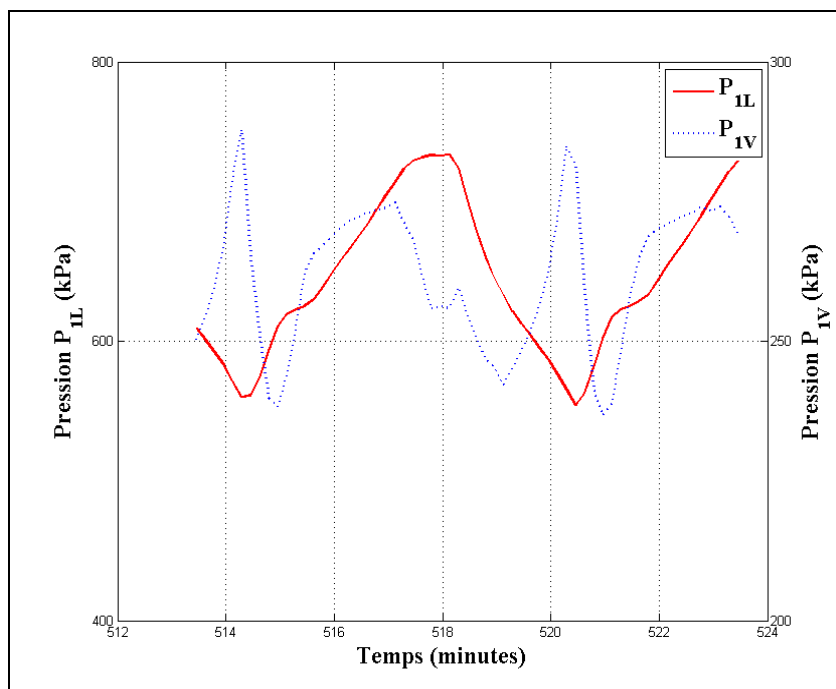


Figure 10.5 Évolution des pressions en amont et en aval de l'évaporateur

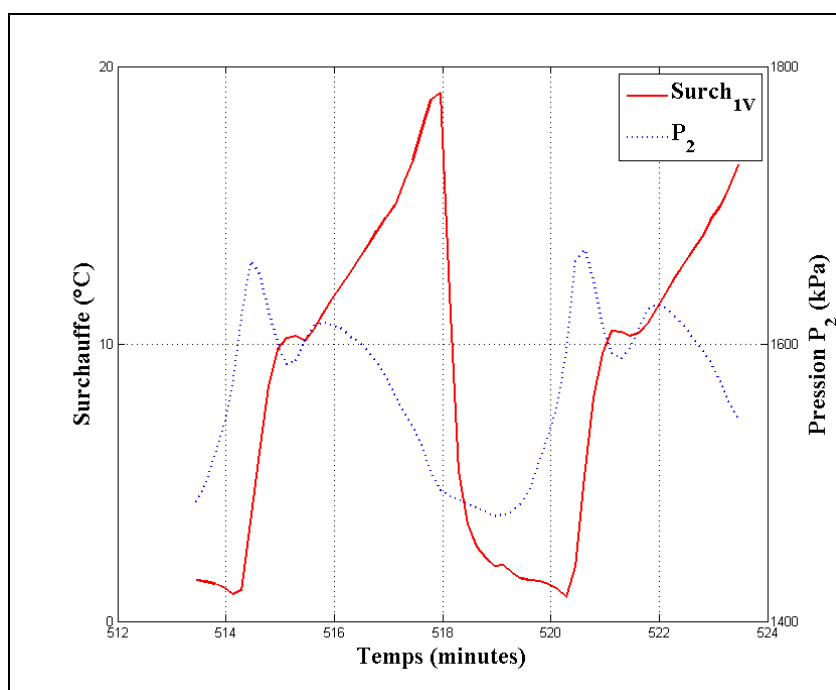


Figure 10.6 Évolution de la surchauffe à l'évaporateur et de la pression en amont du condenseur

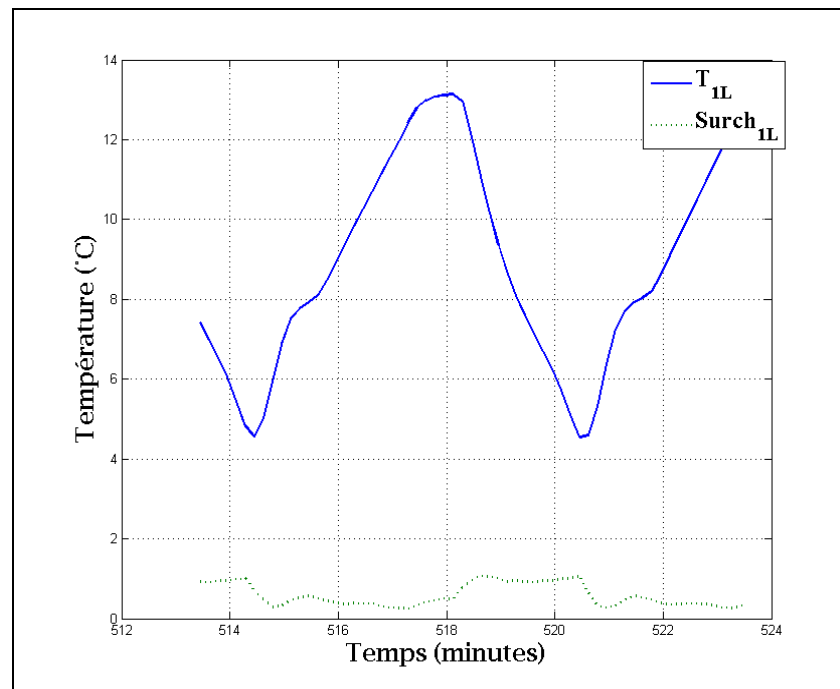


Figure 10.7 Évolution de la surchauffe pour T_{1L}

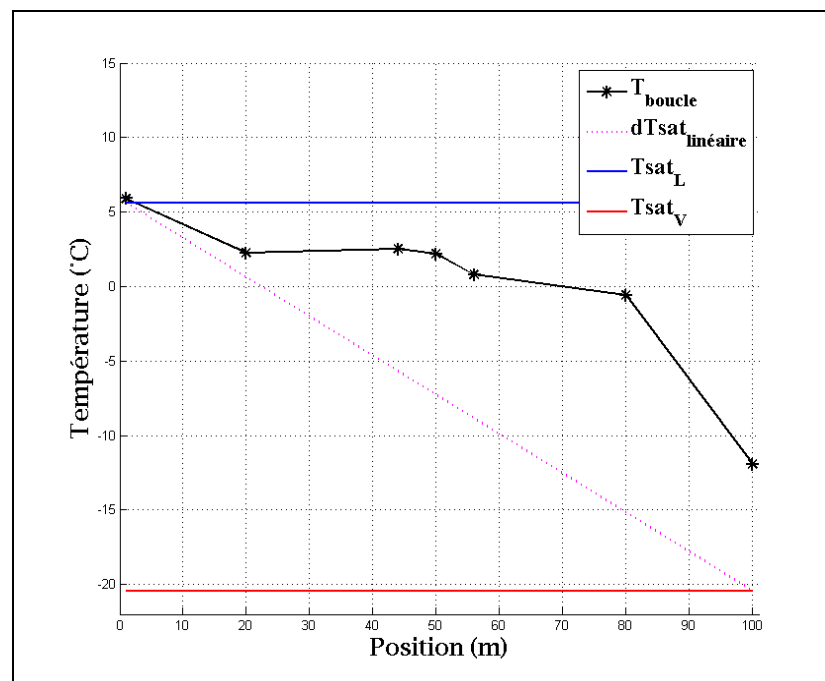


Figure 10.8 Distribution de température de la boucle #1 au temps 514.8 minutes

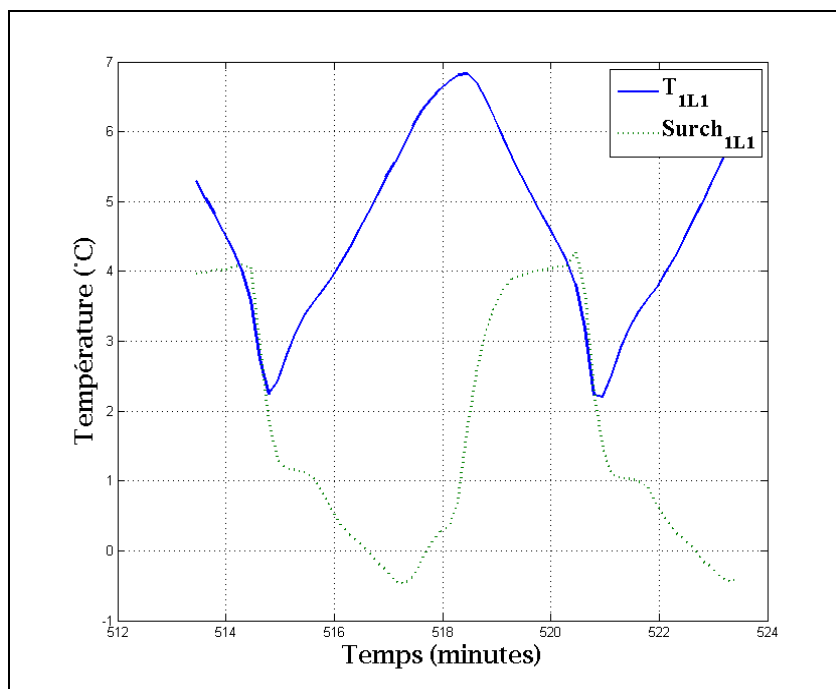


Figure 10.9 Évolution de la surchauffe pour T_{IL1}

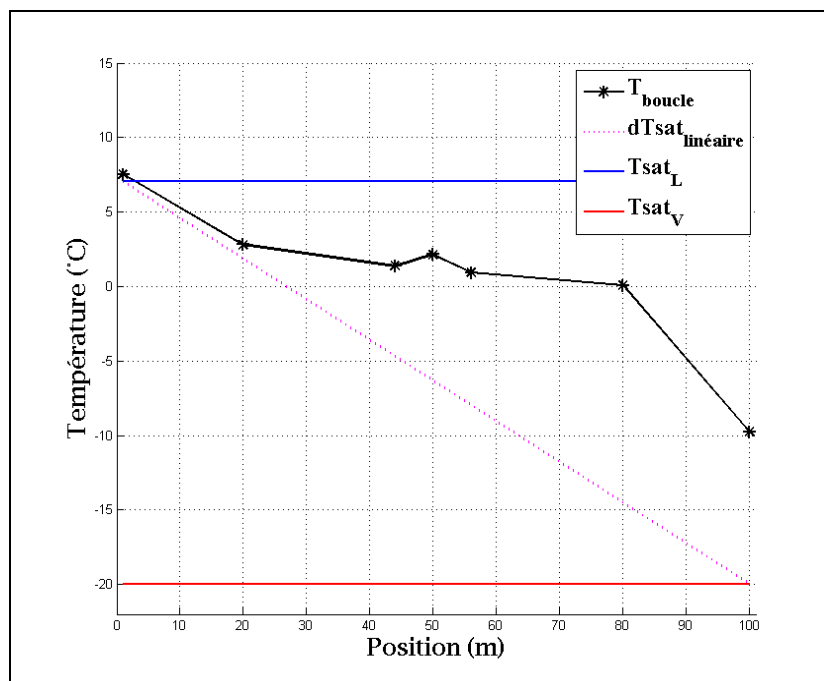


Figure 10.10 Distribution de température de la boucle #1 au temps 515.0 minutes

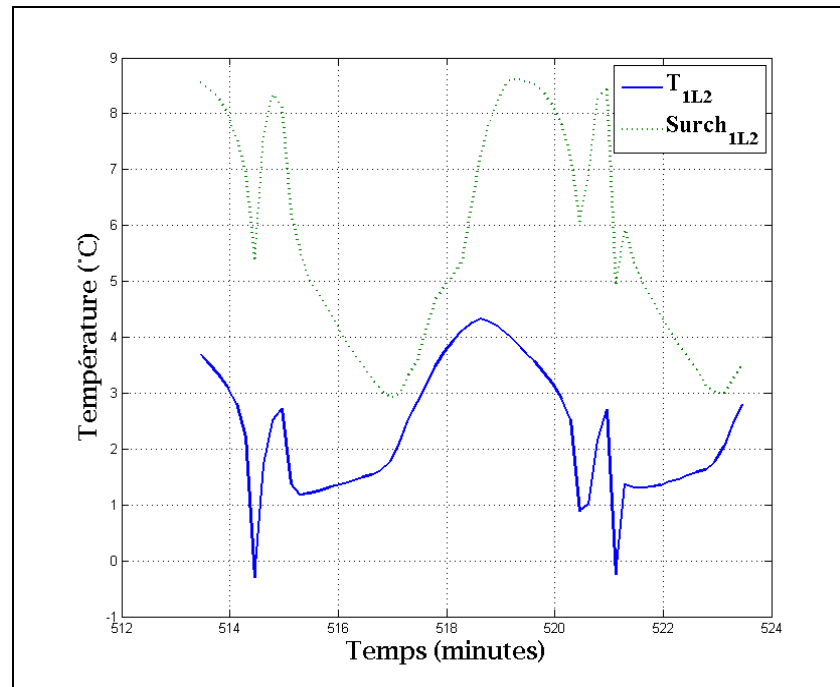


Figure 10.11 Évolution de la surchauffe pour T_{1L2}

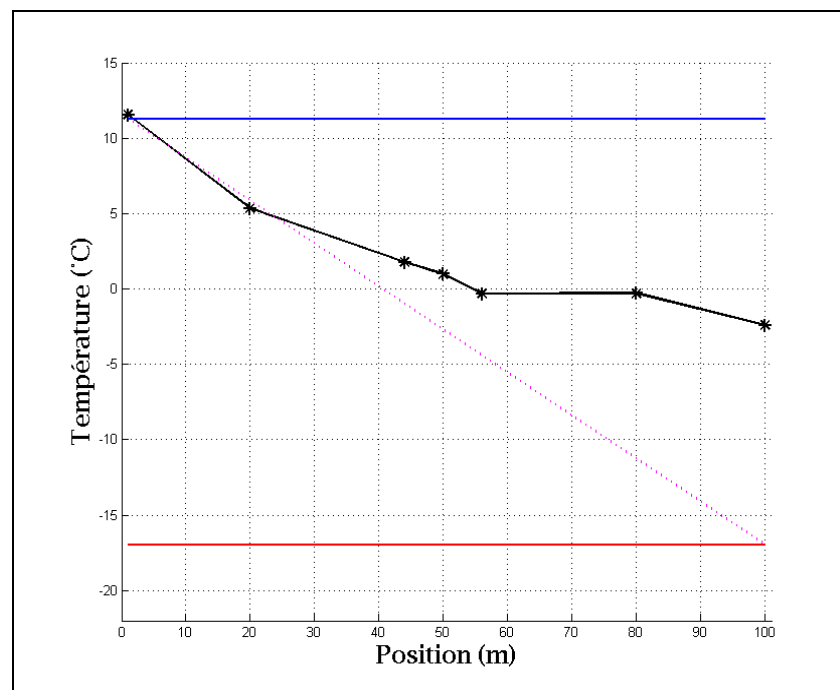


Figure 10.12 Distribution de température de la boucle #1 au temps 515.8 minutes

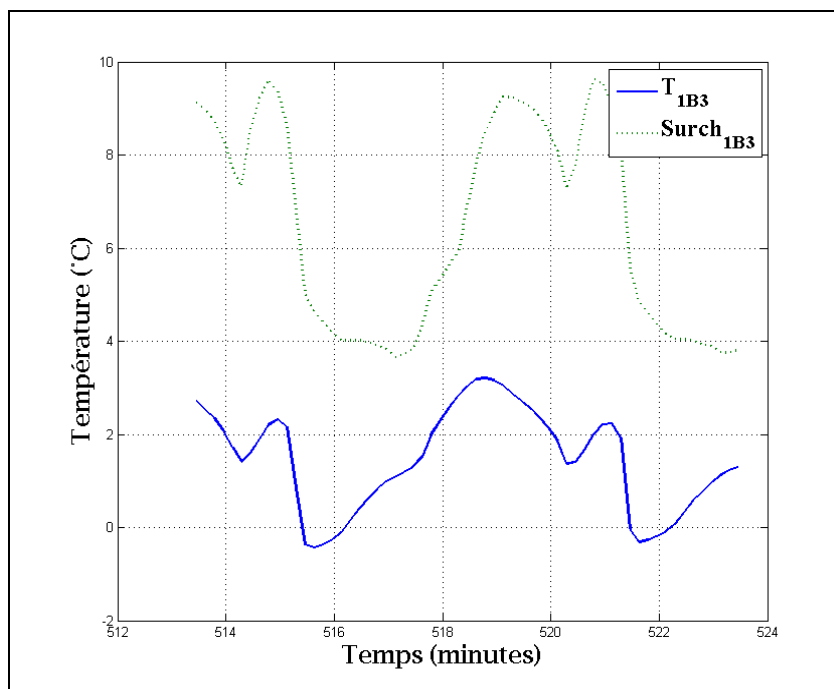


Figure 10.13 Évolution de la surchauffe pour T_{1B3}

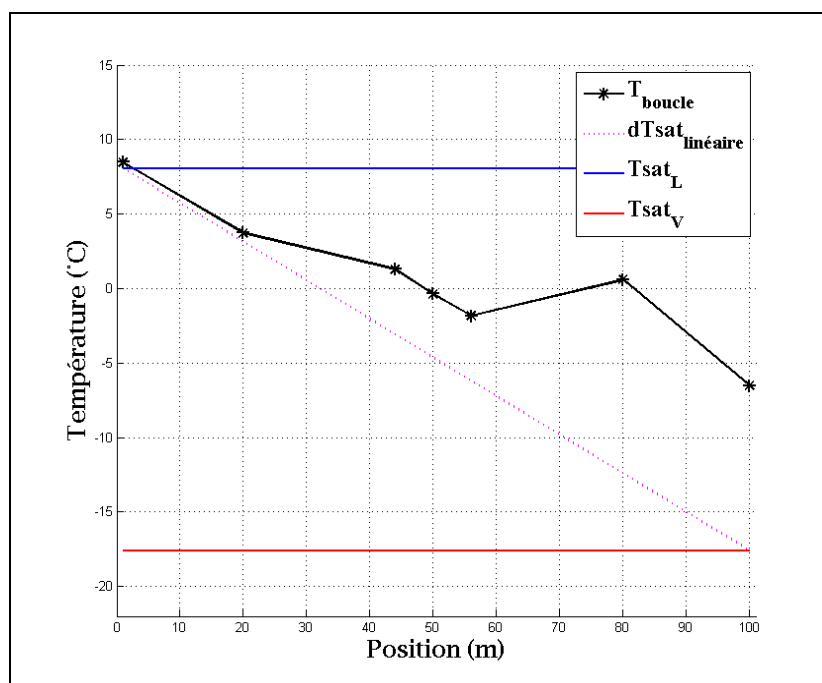


Figure 10.14 Distribution de température de la boucle #1 au temps 515.5 minutes

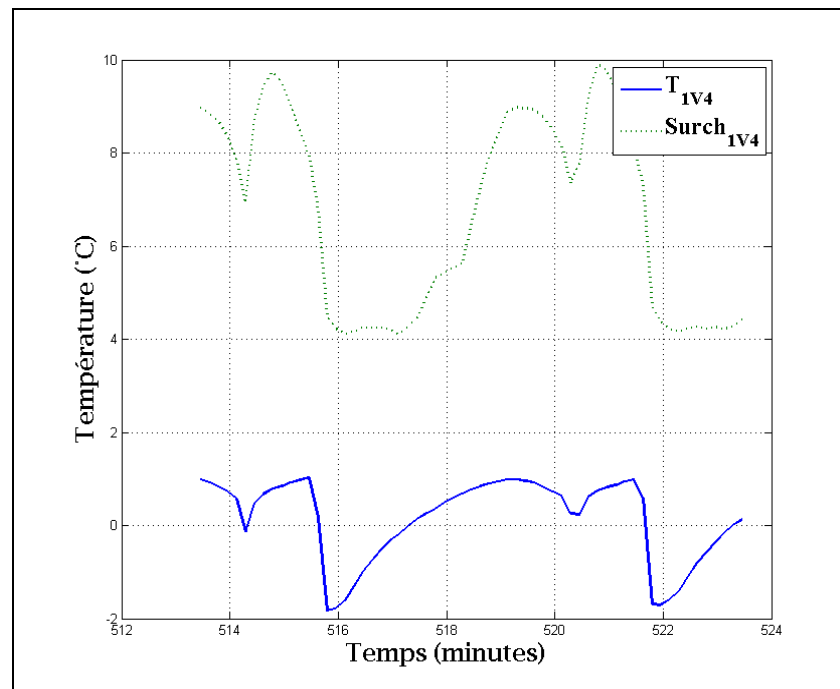


Figure 10.15 Évolution de la surchauffe pour T_{IV4}

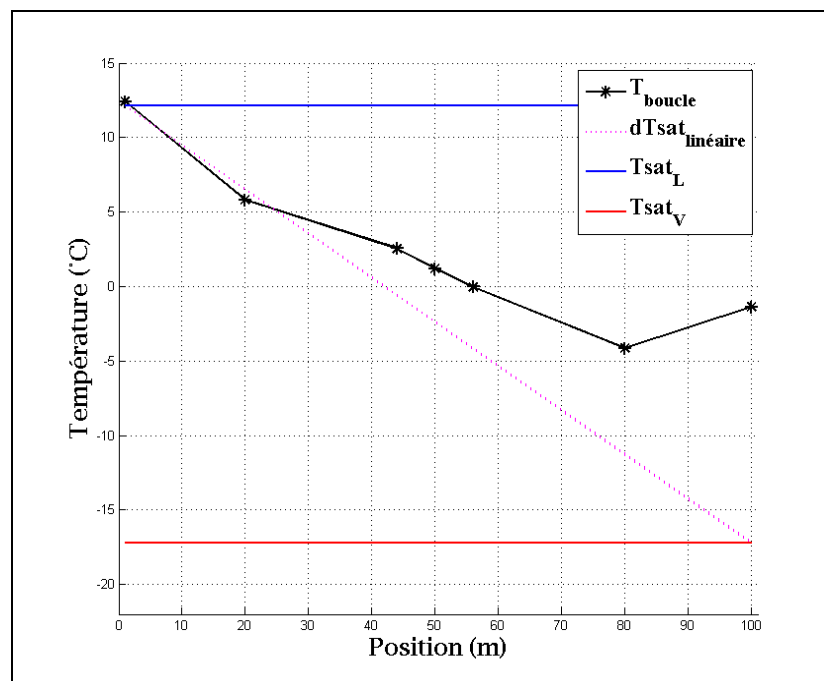


Figure 10.16 Distribution de température de la boucle #1 au temps 516.8 minutes

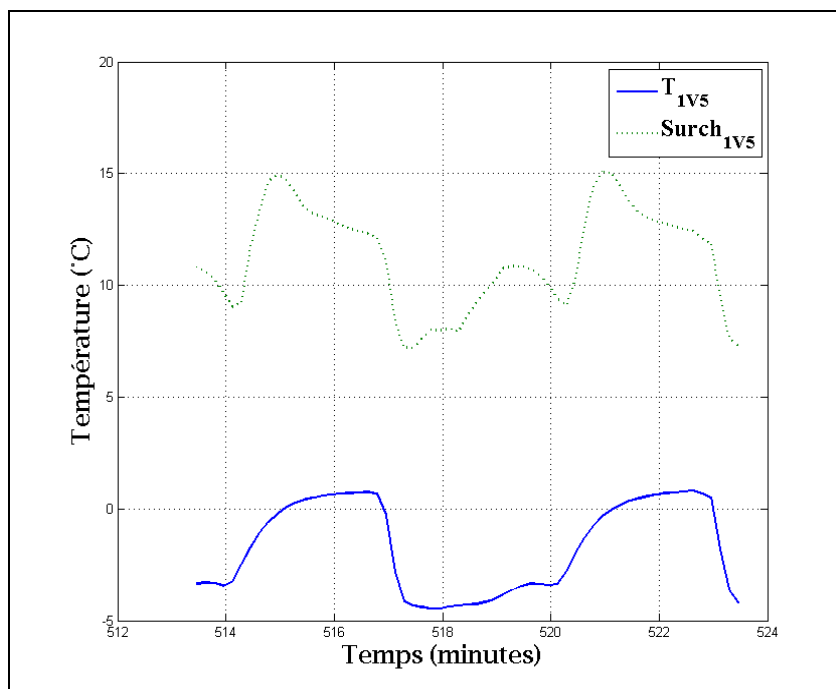


Figure 10.17 Évolution de la surchauffe pour T_{1V5}

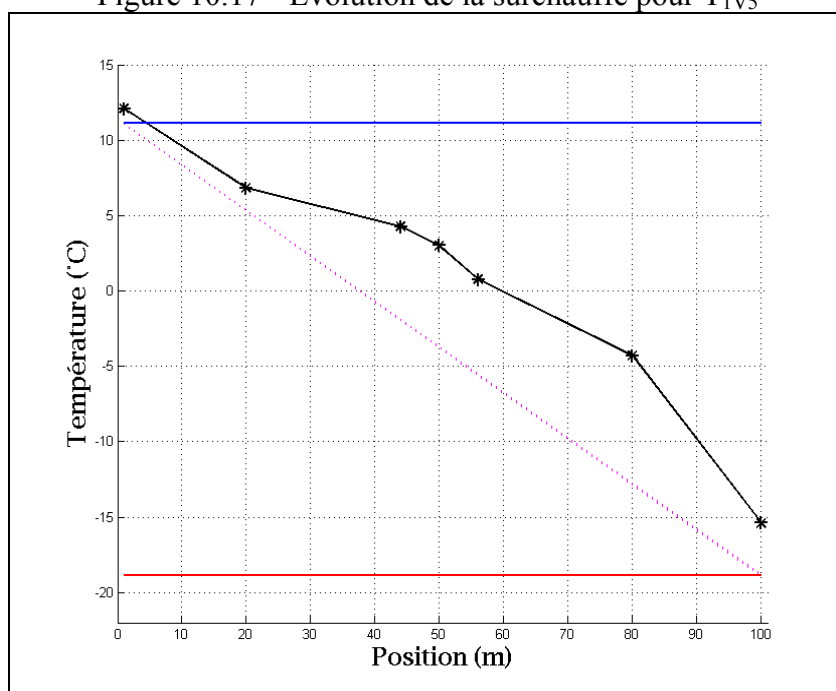


Figure 10.18 Distribution de température de la boucle #1 au temps 518.0 minutes

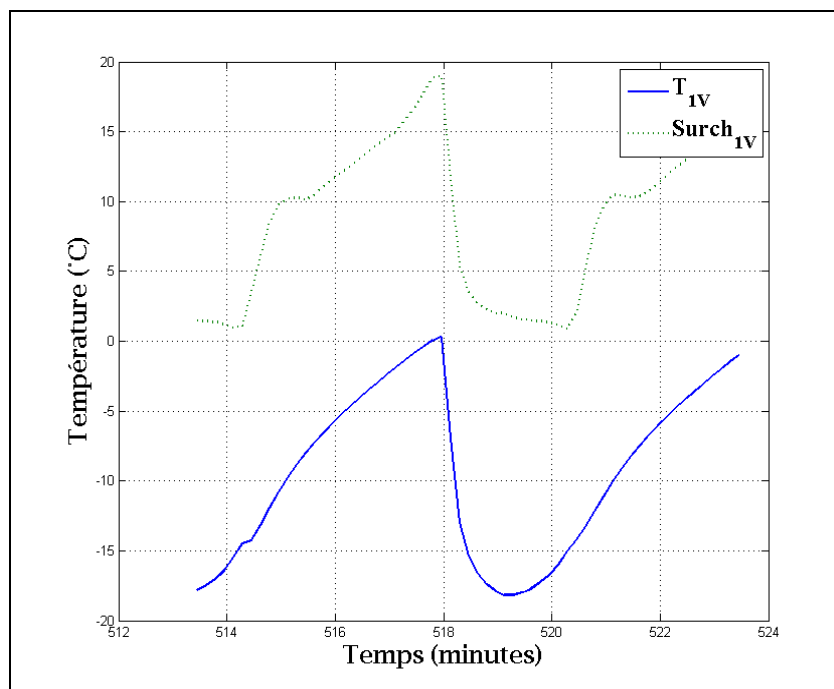


Figure 10.19 Évolution de la surchauffe pour T_{1V}

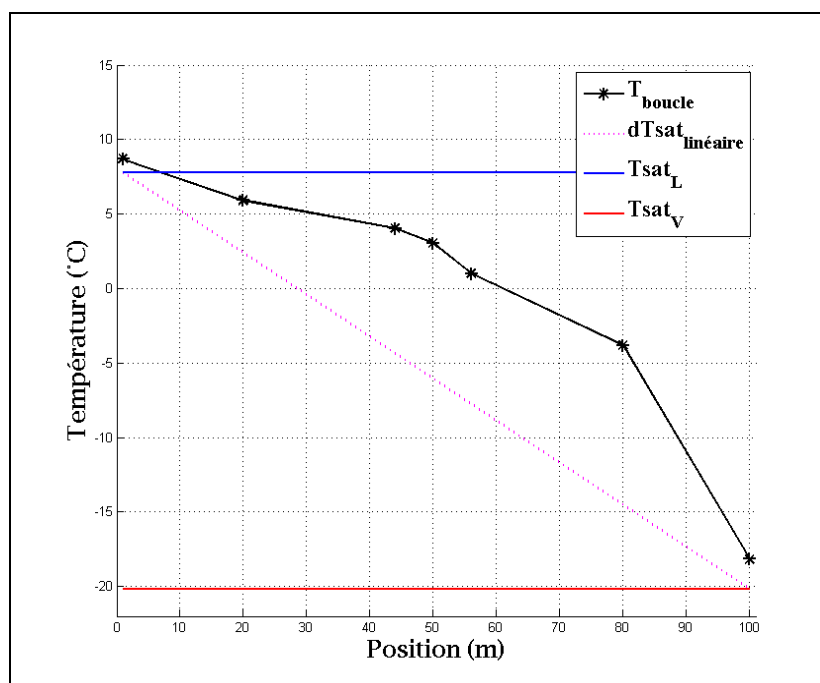


Figure 10.20 Distribution de température de la boucle #1 au temps 518.0 minutes

10.3 Résumé

Ce chapitre a été consacré à l'analyse expérimentale du comportement en pompage de l'ensemble élément détenteur - évaporateur. Dans un premier temps, les résultats des tests visant à atténuer ou éliminer le comportement en pompage ont été présentés. Ces tests, pour lesquels la vis de surchauffe statique de l'élément détenteur était ajustée afin d'éliminer le pompage, se sont avérés infructueux. Le comportement en pompage étant toujours présent.

Par la suite, nous avons présentés l'analyse comportementale par mesures expérimentales de phénomène de pompage. L'analyse de la distribution temporelle et spatiale des caractéristiques d'opération de l'évaporateur a été réalisée. Cette analyse a permis d'évaluer les différents délais de réaction de l'ensemble élément détenteur - évaporateur. La résultante totale de ces délais est globalement élevée comparativement aux résultats disponibles dans la littérature.

CHAPITRE 11

ANALYSE DE L'ENSEMBLE ÉLÉMENT DÉTENDEUR - ÉVAPORATEUR CONSTITUÉ DE BOUCLES EN PARALLÈLE EN MODE CHAUFFAGE

Comme noté dans la revue de littérature, la distribution de la masse de réfrigérant dans les boucles géothermiques en parallèle peut être non-uniforme et contribuer à diminuer les performances thermodynamiques des systèmes en plus de contribution à leur instabilité opérationnelle.

Le système actuel étant constitué de trois boucles géothermiques en parallèle, une situation de distribution non uniforme est susceptible de se produire. Afin de mieux cerner la problématique de distribution de réfrigérant dans les puits, les tests suivants sont effectués:

- Tests utilisant une combinaison de deux boucles activées.
 - Tests avec les boucles #1 et #2 activées.
 - Tests avec les boucles #1 et #3 activées.
 - Tests avec les boucles #2 et #3 activées.
- Tests utilisant les trois boucles activées.

Les résultats expérimentaux obtenus permettent d'analyser le comportement de distribution de réfrigérant dans les boucles géothermiques.

11.1 Méthodologie expérimentale

Des tests expérimentaux visant à investiguer le phénomène de distribution non uniforme de réfrigérant dans des boucles en parallèle ont été réalisés sur le banc d'essai. Ces tests ont été effectués en utilisant soit une combinaison de deux boucles activées, soit trois boucles activées. Lors de la réalisation des tests expérimentaux, le seul paramètre modifiable était la force de tension du ressort de la surchauffe statique de l'élément détendeur. Comme défini par le manufacturier de l'élément détendeur, chaque tour complet de la vis d'ajustement du

ressort de surchauffe statique de l'élément détendeur correspond à une variation d'environ 2.5°C de surchauffe statique.

La méthodologie pour la réalisation des tests utilisant une combinaison de deux boucles géothermiques consiste initialement à isoler la boucle non activée à l'aide de valve d'isolation en amont et en aval de cette boucle. Par la suite, le système est démarré et mis en fonction de façon continue. Pour les tests expérimentaux utilisant deux boucles géothermiques activées, aucune modification n'a été réalisée durant l'opération du système; l'objectif étant d'observer le phénomène de distribution de réfrigérant dans les circuits parallèles. Les détails des conditions de test et des intervalles de tests pour les analyses sont présentés en Annexe (Annexe IX à XI).

La méthodologie pour la réalisation des tests utilisant les trois boucles géothermiques, tel que prescrit par le manufacturier, consiste initialement à démarrer le système selon sa configuration d'usine et le laisser en fonction de façon continue. Par la suite, une fois le régime quasi permanent atteint, si des conditions de distribution de réfrigérant non-uniforme sont observées, des ajustements sur les vis de surchauffe statique des éléments détendeurs sont effectués. Ces ajustements visent à améliorer la distribution de réfrigérant dans les circuits parallèle.

11.2 Résultats de l'évaporateur constitué de deux boucles en parallèle

Les résultats des tests effectués ainsi que l'analyse du comportement selon les paramètres visés sont présentés dans les sections suivantes pour les combinaisons de boucles suivantes:

- Boucles #1 et #2 activées.
- Boucles #1 et #3 activées.
- Boucles #2 et #3 activées.
- Boucles #1, #2 et #3 activées.

11.2.1 Boucles #1 et #2 activées

Plusieurs tests ont été effectués selon la méthodologie décrite précédemment en utilisant les boucles #1 et #2 activées. La Figure 11.1 présente la configuration de l'ensemble élément détendeur - évaporateur analysé ainsi que les différents paramètres mesurés pour l'analyse.

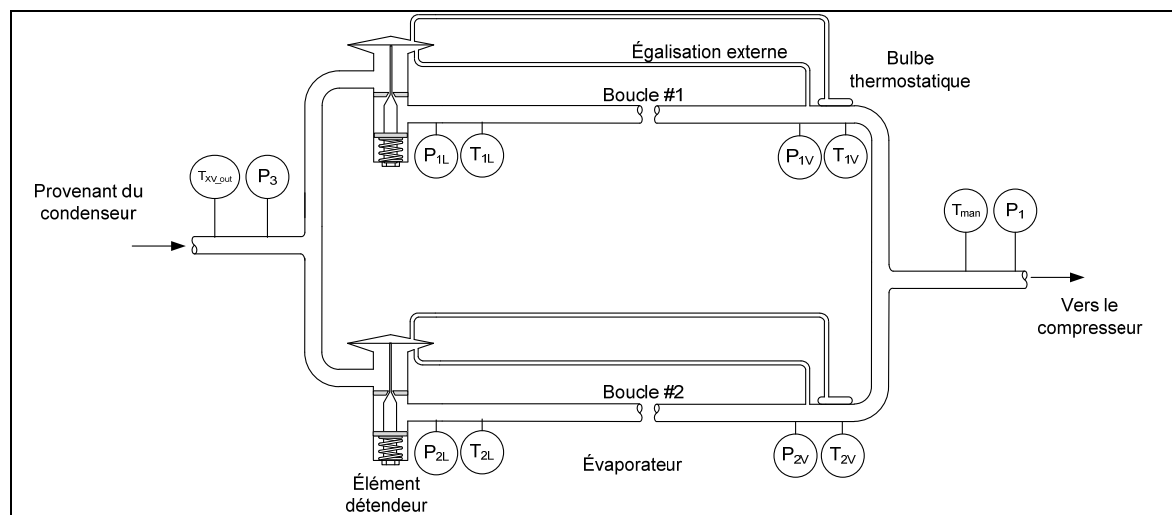


Figure 11.1 Schématisation de la configuration élément détendeur - évaporateur pour les tests utilisant les boucles #1 et #2 activées

Pour réaliser l'analyse énergétique et comportementale du système, les résultats expérimentaux des périodes de temps suivantes sont utilisés:

- Obtention de cinq cycles d'opération pour chacune des deux boucles géothermiques lors d'un fonctionnement en régime considéré quasi permanent:
 - Minute 35 à minute 90.

L'analyse de la Figure 11.2 permet de déterminer que le temps de cyclage moyen pour la boucle #1 est d'environ 6.5 minutes et celui de la boucle #2 d'environ 8.2 minutes. Les résultats présentés dans cette figure démontrent que les constantes de temps et le comportement dynamique des boucles #1 et #2 sont différents. Ces différences résultent en des oscillations temporelles significatives des conditions d'opération et pénalisent la stabilité opérationnelle du système. En effet, on observe pour les deux boucles des conditions de pompage indésirables ainsi de que fortes oscillations de débit massique de réfrigérant.

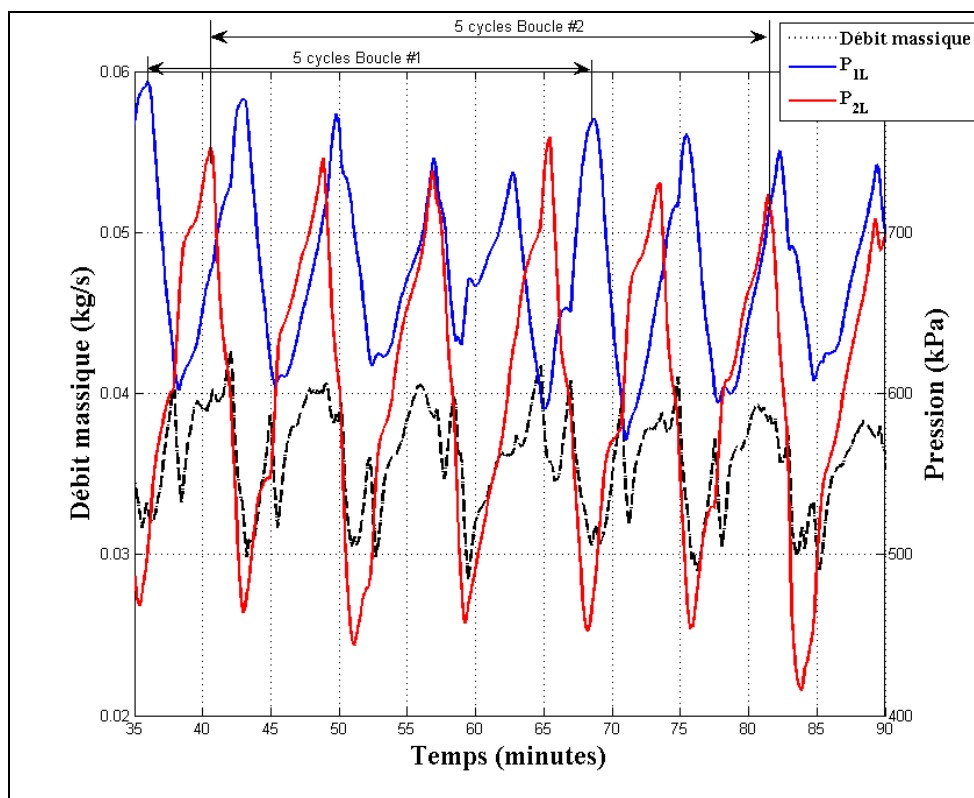


Figure 11.2 Évolution du débit massique de réfrigérant et des pressions P_{1L} et P_{2L}

11.2.2 Boucles #1 et #3 activées

Plusieurs tests ont été effectués selon la méthodologie décrite précédemment en utilisant les boucles #1 et #3 activées. La Figure 11.3 présente la configuration de l'ensemble élément détenteur - évaporateur analysé ainsi que les différents paramètres mesurés pour l'analyse.

Tableau 11.1 Résultats: Mode chauffage continu
(boucle #1 et #2 activée)

Paramètres mesurés	Valeur	Unités
P_1	344	kPa
P_2	1565	kPa
P_3	1490	kPa
P_{1L}	674	kPa
P_{2L}	599	kPa
P_{1V}	347	kPa
P_{2V}	345	kPa
$T_{comp,in}$	-10.6	°C
$T_{comp,out}$	77.8	°C
$T_{cond,in}$	68.3	°C
$T_{cond,out}$	35.5	°C
T_{1L}	10.4	°C
T_{2L}	6.8	°C
T_{1V}	-2.9	°C
T_{2V}	1.0	°C
$T_{xv,out}$	31.0	°C
$m_{ref,évalué}$	0.0358	kg/s
$T_{eau,in}$	33.9	°C
$T_{eau,out}$	37.9	°C
m_{eau}	0.473	kg/s
Paramètres évalués	Valeur	Unités
$T_{condensation,in}$	41.0	°C
$T_{condensation,out}$	39.0	°C
$T_{évaporation,in1}$	9.8	°C
$T_{évaporation,in2}$	6.0	°C
$T_{évaporation,out}$	-10.7	°C
$Surchauffe_{boucle1}$	7.8	°C
$Surchauffe_{boucle2}$	11.7	°C
$\Delta P_{ref,cond}$	75.2	kPa
$\Delta P_{ref,sol1}$	327	kPa
$\Delta P_{ref,sol2}$	254	kPa
Paramètres Calculés	Valeur	Unités
$q_{eau,cond}$	7814	W
$q_{ref,sol}$	6762	W
$q'_{ref,sol}$	113	W/m
$Puissance_{ref}$	1926	W
$Puissance$	2988	W
$Pertes Totales$	770	W
COP	2.69	/
COP_{thermo}	4.05	/
$COP_{idéal}$	4.92	/

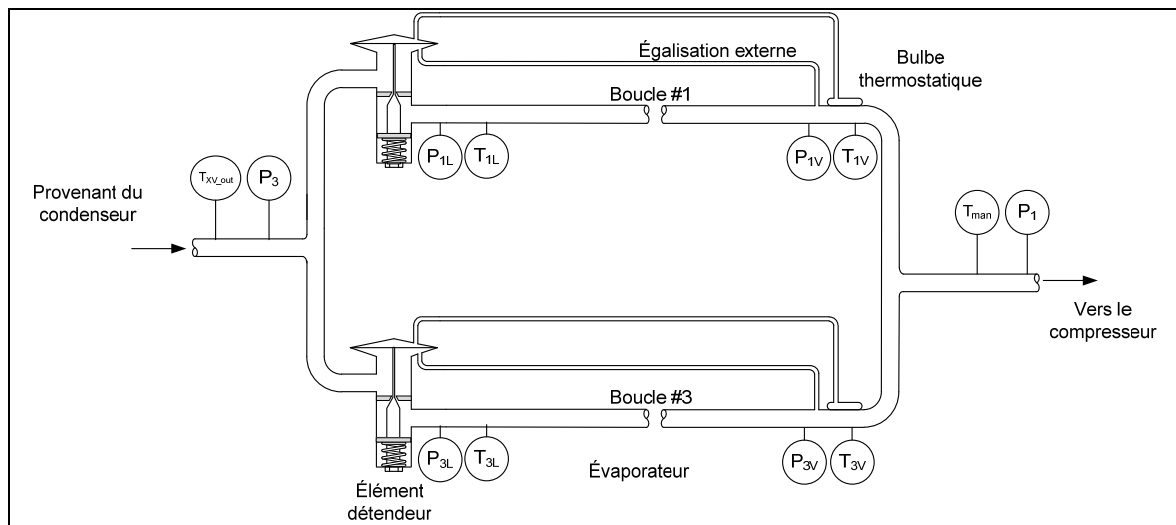


Figure 11.3 Schématisation de la configuration élément détendeur - évaporateur pour les tests utilisant les boucles #1 et #3 activées

Pour réaliser l'analyse énergétique et comportementale du système, les résultats expérimentaux des périodes de temps suivantes sont utilisés:

- Obtention de cinq cycles d'opération pour chacune des deux boucles géothermiques lors d'un fonctionnement en régime considéré quasi permanent:
 - Minute 150 à minute 200.

L'analyse de la Figure 11.4 permet de déterminer que le temps de cyclage moyen pour la boucle #1 et la boucle #3 est d'environ 6.5 minutes. Les résultats présentés dans cette figure démontrent que les constantes de temps et le comportement dynamique des boucles #1 et #3 sont similaires. Toutefois des conditions de pompage indésirables ainsi de que fortes oscillations de débit massique de réfrigérant sont observées et ces oscillations temporelles significatives pénalisent la stabilité opérationnelle du système.

Tableau 11.2 Résultats: Mode chauffage continu
(boucle #1 et #3 activée)

Paramètres mesurés	Valeur	Unités
P_1	343	kPa
P_2	1531	kPa
P_3	1454	kPa
P_{1L}	639	kPa
P_{3L}	652	kPa
P_{1V}	345	kPa
P_{3V}	333	kPa
$T_{comp,in}$	-10.8	°C
$T_{comp,out}$	74.1	°C
$T_{cond,in}$	65.8	°C
$T_{cond,out}$	36.7	°C
T_{1L}	8.6	°C
T_{3L}	9.5	°C
T_{1V}	-3.0	°C
T_{3V}	-.9	°C
$T_{xv,out}$	34.3	°C
$m_{ref,évalué}$	0.0361	kg/s
$T_{eau,in}$	33.6	°C
$T_{eau,out}$	37.5	°C
m_{eau}	0.473	kg/s
Paramètres évalués	Valeur	Unités
$T_{condensation,in}$	40.0	°C
$T_{condensation,out}$	38.0	°C
$T_{évaporation,in1}$	8.0	°C
$T_{évaporation,in3}$	8.7	°C
$T_{évaporation,out}$	-10.8	°C
$Surchauffe_{boucle1}$	7.8	°C
$Surchauffe_{boucle3}$	9.9	°C
$\Delta P_{ref,cond}$	77.5	kPa
$\Delta P_{ref,sol1}$	294	kPa
$\Delta P_{ref,sol3}$	319	kPa
Paramètres Calculés	Valeur	Unités
q_{eau_cond}	7629	W
$q_{ref,sol}$	6507	W
$q'_{ref,sol}$	109	W/m
$Puissance_{ref}$	1816	W
$Puissance$	2879	W
$Pertes\ Totales$	646	W
COP	2.65	/
COP_{thermo}	4.20	/
$COP_{idéal}$	5.0	/

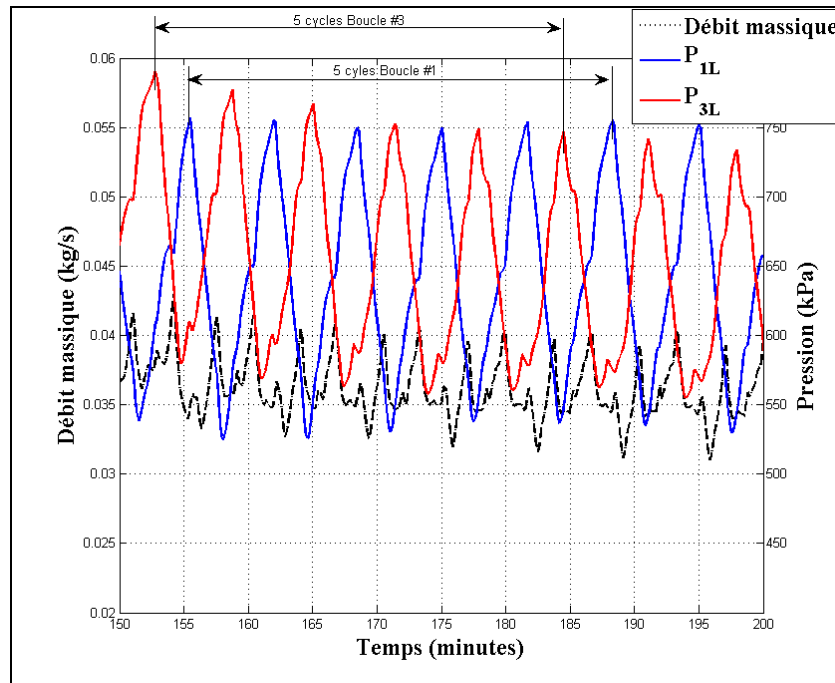


Figure 11.4 Évolution du débit massique de réfrigérant et des pressions P_{1L} et P_{3L}

11.2.3 Boucles #2 et #3 activées

Plusieurs tests ont été effectués selon la méthodologie décrite précédemment en utilisant les boucles #2 et #3 activées. La Figure 11.5 présente la configuration de l'ensemble élément détenteur - évaporateur analysé ainsi que les différents paramètres mesurés pour l'analyse.

Pour réaliser l'analyse énergétique et comportementale du système, les résultats expérimentaux des périodes de temps suivantes sont utilisés:

- Obtention de cinq cycles d'opération pour chacune des deux boucles géothermiques lors d'un fonctionnement en régime considéré quasi permanent:
 - Minute 300 à minute 360.

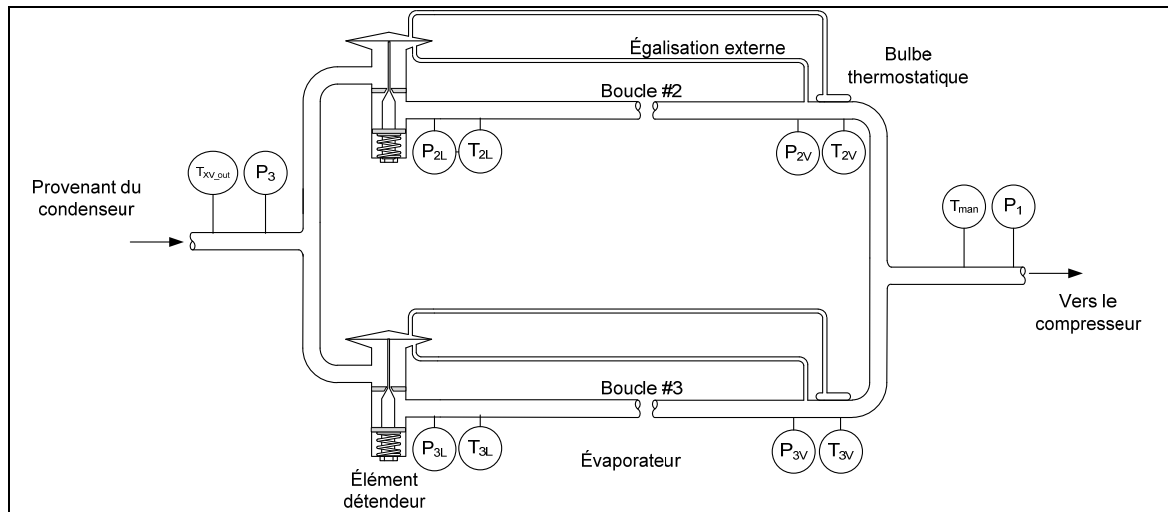


Figure 11.5 Schématisation de la configuration élément détendeur - évaporateur pour les tests utilisant les boucles #2 et #3 activées

L'analyse de la Figure 11.6 permet de déterminer que le temps de cyclage moyen pour la boucle #2 est d'environ 8.5 minutes et celui de la boucle #3 est d'environ 8.6 minutes. Les résultats présentés dans cette figure démontrent que les constantes de temps et le comportement dynamique des boucles #2 et #3 sont différents. Ces différences résultent en des oscillations temporelles significatives des conditions d'opération et pénalisent la stabilité opérationnelle du système. En effet, on observe pour les deux boucles des conditions de pompage indésirables ainsi de que fortes oscillations de débit massique de réfrigérant.

Tableau 11.3 Résultats: Mode chauffage continu
(boucle #2 et #3 activée)

Paramètres mesurés	Valeur	Unités
P_1	329	kPa
P_2	1514	kPa
P_3	1442	kPa
P_{2L}	587	kPa
P_{3L}	615	kPa
P_{2V}	330	kPa
P_{3V}	319	kPa
$T_{comp,in}$	-11.9	°C
$T_{comp,out}$	75.9	°C
$T_{cond,in}$	66.0	°C
$T_{cond,out}$	35.4	°C
T_{2L}	6.2	°C
T_{3L}	7.7	°C
T_{2V}	-0.4	°C
T_{3V}	-3.1	°C
$T_{XV,out}$	32.0	°C
$m_{ref,évalué}$	0.0338	kg/s
$T_{eau,in}$	33.2	°C
$T_{eau,out}$	36.9	°C
m_{eau}	0.473	kg/s
Paramètres évalués	Valeur	Unités
$T_{condensation,in}$	39.6	°C
$T_{condensation,out}$	37.6	°C
$T_{évaporation,in2}$	5.3	°C
$T_{évaporation,in3}$	6.8	°C
$T_{évaporation,out}$	-11.9	°C
$Surchauffe_{,boucle2}$	11.5	°C
$Surchauffe_{,boucle3}$	8.9	°C
$\Delta P_{ref,cond}$	71.8	kPa
$\Delta P_{ref,sol1}$	257	kPa
$\Delta P_{ref,sol3}$	296	kPa
Paramètres Calculés	Valeur	Unités
$q_{eau,cond}$	7430	W
$q_{ref,sol}$	6406	W
$q'_{ref,sol}$	107	W/m
$Puissance_{ref}$	1825	W
$Puissance$	2826	W
$Pertes Totales$	566	W
COP	2.62	/
COP_{thermo}	4.07	/
$COP_{idéal}$	4.93	/
COP_{Carnot}	6.07	/

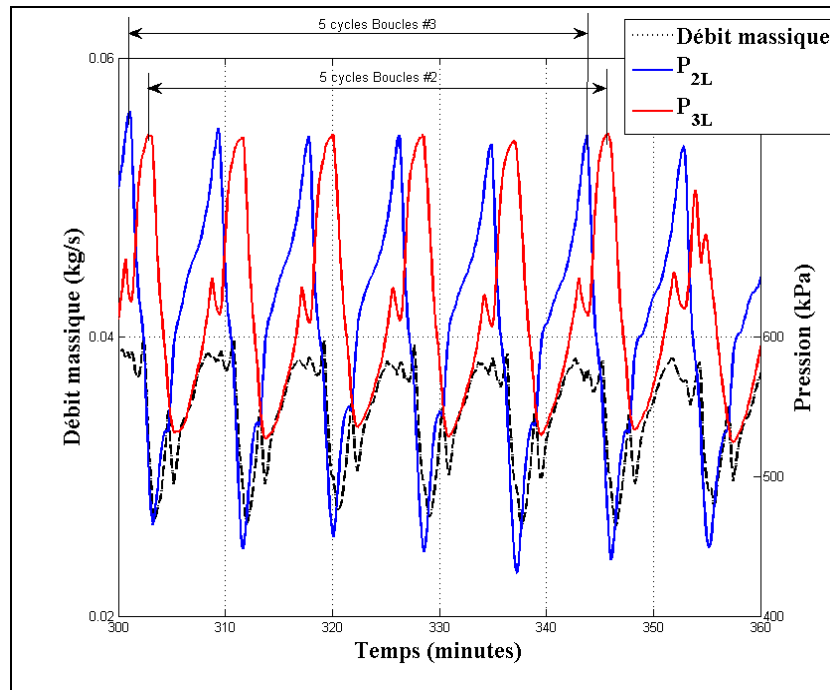


Figure 11.6 Évolution du débit massique de réfrigérant et des pressions P_{2L} et P_{3L}

11.3 Analyse des résultats de l'évaporateur constitué de deux boucles en parallèle

Cette section porte sur l'analyse des résultats de l'évaporateur constitué de deux boucles en parallèle de la section précédente. L'objectif est de comparer et analyser les performances et le comportement qualitatif de l'évaporateur constitué de différentes combinaisons de paires de boucles en parallèle.

Le comportement dynamique d'un ensemble élément détendeur - évaporateur est dépendant et directement relié au comportement dynamique de chacune des composantes du circuit frigorifique. Nous avons présenté dans la section 9.2.2.1 le comportement dynamique d'un ensemble élément détendeur-évaporateur constitué d'une seule boucle géothermique. La présente section vise à réaliser l'analyse comportementale d'un ensemble élément détendeur-évaporateur constitué de deux boucles géothermique en parallèle. Chaque boucle possède son propre élément détendeur thermostatique. L'analyse de ce comportement est complexifiée par le fait que le phénomène à analyser fait intervenir des variations temporelles et spatiales de

plusieurs paramètres en plus de faire intervenir le phénomène complexe de distribution de masse dans des circuits frigorifiques en parallèle avec phénomène de changement de phase. Nous rappelons que le débit massique de réfrigérant mesuré lors des essais est celui à la sortie du compresseur. Les analyses précédentes nous ont permis de constater que le débit massique de réfrigérant est continuellement variable temporellement et spatialement. Ce phénomène complexifie d'autant plus l'analyse présente puisque la distribution de réfrigérant dans les boucles n'est pas mesurée.

L'objectif général du manufacturier du système concernant les boucles en parallèle contrôlées par des éléments détendeurs dédiés est d'obtenir une distribution uniforme de débit de réfrigérant dans chacune des boucles. L'obtention de cette distribution uniforme n'est, à priori, pas aisée de par la nature complexe de l'écoulement et du circuit frigorifique.

Considérant un système général de circuits en parallèle pour lequel les conditions d'opération sont en régime permanent, la distribution des débits massiques dans les circuits s'effectue de façon à ce que la chute de pression dans chaque branche du circuit soit identique à celle des autres branches. Considérant des collecteurs d'admission et de retour communs pour les circuits, les chutes de pression dans chacune des branches sont ainsi identiques. Pour un circuit hydronique dans lequel circule un fluide incompressible ne subissant pas de transfert de chaleur, l'équilibrage des circuits en parallèle peut se réaliser de façon relativement simple en ajustant les valves d'équilibrage de chaque circuit. En effet, considérant un débit total constant (imposé par une pompe par exemple), l'ajustement des valves d'équilibrage permet d'obtenir le débit voulu (dans les limites de conception) dans chacune des branches du circuit. Ce débit peut être identique pour chacune des branches ou non en fonction des besoins de conception. Cet équilibrage unique demeure habituellement stable pour les besoins de fonctionnement du système.

Le principe d'équilibrage d'un circuit constitué de branches en parallèle dans lesquelles un écoulement diphasique transitoire avec transfert de chaleur se produit est complexifié. Afin de réaliser un certain équilibrage dynamique, des éléments détendeurs à rétroaction comme

les valves de détente thermostatiques sont régulièrement employés. La stratégie de contrôle et de positionnement de ces éléments détendeurs est propre à chaque utilisation et selon le choix du concepteur. Pour le système actuel, rappelons que les collecteurs d'admission et de retour sont communs à chacune des boucles et que chaque boucle possède une valve d'expansion thermostatique dédiée. Ces valves d'expansion offrent une régulation dynamique du débit dans chacune des boucles par le contrôle de la surchauffe à la sortie de chaque boucle.

Il est à noter que le collecteur d'admission des branches en parallèle constitue une source probable de distribution non uniforme de réfrigérant. La figure suivante présente le collecteur d'admission du système étudié dans la présente thèse. De façon générale, les systèmes composés de circuits en parallèle utilisent un collecteur d'admission conique afin de favoriser une distribution uniforme de réfrigérant. Pour le collecteur actuel, on note que les distances entre l'admission commune et l'entrée de chacune des valves d'expansion sont différentes. De cette conception peuvent résulter des phénomènes complexes de distribution dynamique non uniforme, particulièrement lorsque l'état du réfrigérant est diphasique. Tel qu'il a été présenté précédemment, l'état du réfrigérant à la sortie du condenseur (donc à l'entrée du collecteur d'admission) peut être un mélange diphasique lors du fonctionnement dynamique du système. Les phénomènes suivants sont alors susceptibles de se produire:

- Si l'écoulement diphasique a une vitesse relativement élevée, la phase liquide peut être entraînée par l'écoulement et ainsi se diriger vers la boucle active la plus éloignée de l'entrée commune. Ainsi, la boucle la plus près du collecteur d'admission reçoit essentiellement du réfrigérant vapeur et celle la plus éloignée, du réfrigérant liquide.
- Si l'écoulement diphasique a une vitesse relativement faible, la quantité de mouvement de l'écoulement peut être insuffisante pour entraîner le réfrigérant liquide. Ainsi, la boucle la plus près du collecteur d'admission reçoit essentiellement du réfrigérant liquide et celle-là plus éloignée, du réfrigérant vapeur.
- Les forces gravitationnelles peuvent également contribuer à la séparation des phases liquide et vapeur et contribuer à la distribution non uniforme.

Les phénomènes énumérés ci-haut, couplés avec les phénomènes dynamiques de pompage des éléments détenteurs et le fonctionnement dynamique du système complet complexifient l'analyse de la distribution non uniforme dans les boucles en parallèle. Nous rappelons que l'objectif est de comparer et de qualifier les comportements de paires de boucles en parallèle.

Le Tableau 11.4 présente les principaux résultats obtenus lors des tests sur les paires de boucles. Nous observons que les performances thermodynamiques de chaque test sont comparables. De plus, les paramètres d'opération du système (P_1 , P_2 , $m_{ref,évalué}$) sont également similaires d'un test à l'autre. Les différences principales résident au niveau des conditions d'opération et du comportement dynamique de chacune des paires de boucles.

Bien que le banc d'essai actuel ne possède pas l'instrumentation nécessaire pour mesurer le débit de réfrigérant dans chaque boucle, l'analyse de certains résultats permet tout de même d'observer les situations de distribution non uniforme dans les boucles en parallèle.

11.3.1 Analyse du comportement dynamique des boucles #1 et #2 activées

Pour le test effectué avec les boucles #1 et #2 on note que la différence de pression dans la boucle #2 est sensiblement inférieure à celle de la boucle #1. Le temps de cyclage de la boucle #2 est également supérieur à celui de la boucle #1. Sachant que la chute de pression dans une boucle est fonction du débit massique, il est raisonnable de considérer que le débit massique dans la boucle #2 est inférieur à celui de la boucle #1.

Les résultats obtenus sur le banc d'essai actuel ne nous permettent pas d'évaluer la dégradation des performances reliée à une distribution non uniforme de réfrigérant. En effet, pour tous les tests effectués, le système a fonctionné avec des conditions dynamiques de distribution non uniforme. L'obtention de résultats avec distribution uniforme n'a ainsi pas été réalisée. Il est toutefois possible d'observer les instabilités opérationnelles résultant de cette situation.

Tableau 11.4 Comparaison des résultats des paires de boucles en parallèle:
Mode chauffage continu

Paramètres mesurés	Boucles #1 et #2	Boucles #1 et #3	Boucles #2 et #3	Unités
P_1	344	343	329	kPa
P_2	1565	1531	1514	kPa
$m_{ref,évalué}$	0.0358	0.0361	0.0338	kg/s
$T_{eau,in}$	33.9	33.6	33.2	°C
$T_{eau,out}$	37.9	37.5	36.9	°C
m_{eau}	0.473	0.473	0.473	kg/s
Paramètres évalués	Valeur	Valeur	Valeur	Unités
$\Delta P_{ref,cond}$	75.2	77.5	71.8	kPa
$\Delta P_{ref,sol1}$	327	294	/	kPa
$\Delta P_{ref,sol2}$	254	/	257	kPa
$\Delta P_{ref,sol3}$	/	319	296	kPa
Paramètres Calculés	Valeur	Valeur	Valeur	Unités
$q_{eau,cond}$	7814	7629	7430	W
$q_{ref,sol}$	6762	6507	6406	W
$q'_{ref,sol}$	113	109	107	W/m
$Puissance_{ref}$	1926	1816	1825	W
$Puissance$	2988	2879	2826	W
COP	2.69	2.65	2.62	/
COP_{thermo}	4.05	4.20	4.07	/
$COP_{idéal}$	4.92	5.00	4.93	/
COP_{Carnot}	6.10	6.15	6.07	/
$Temps\ cyclage\ Boucle\ \#1$	6.5	6.5	/	min
$Temps\ cyclage\ Boucle\ \#2$	8.2	/	8.5	min
$Temps\ cyclage\ Boucle\ \#3$	/	6.5	8.6	min

11.3.1.1 Oscillation des performances

L'alternance en alimentation des deux boucles, associée à leur comportement en pompage résulte en une oscillation de la surchauffe dans le collecteur de retour ($Surch_{man}$). Cette oscillation de surchauffe pourrait éventuellement causer un apport de réfrigérant liquide au compresseur (Figure 11.16).

Les Figure 11.8 et Figure 11.9 présente les variations temporelles d'opération de l'échangeur réfrigérant-eau. Ces fortes oscillations peuvent aboutir en des conditions d'inconfort au

niveau des équipements desservis par le système. En effet, la charge thermique et la température de l'eau de sortie fluctuent considérablement.

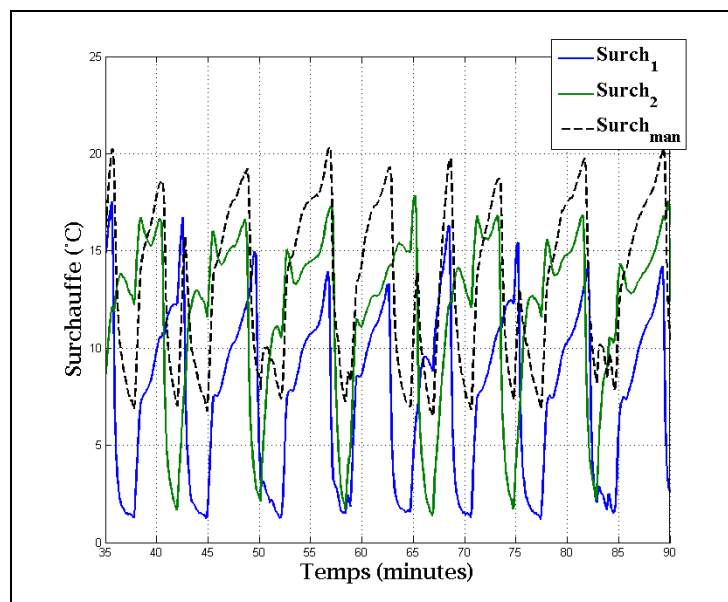


Figure 11.7 Évolution des surchauffes $Surch_1$, $Surch_2$ et $Surch_{man}$

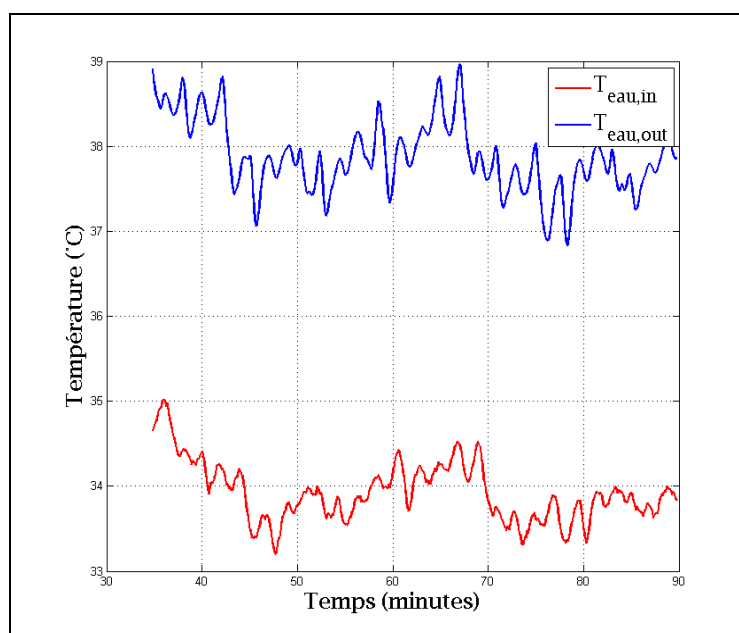


Figure 11.8 Graphique des températures de l'eau au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau

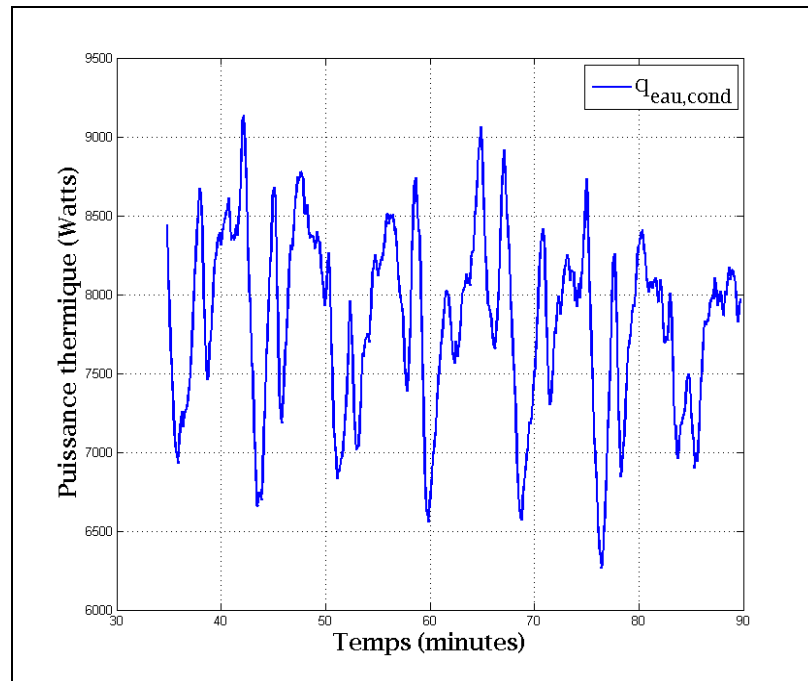


Figure 11.9 Graphique des puissances thermiques au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau

11.3.1.2 Distribution de température dans les boucles

La distribution temporelle des températures de la boucle#1 est présentée sur la Figure 11.10. Nous rappelons que les résultats présentés représentent la moyenne de chaque point de mesure par intervalle de 15 minutes; lors du fonctionnement, nous observons une variation continuellement des valeurs des températures. Pour cette boucle, nous observons que la température diminue dans le sens de l'écoulement. Ceci signifie que le réfrigérant se trouve majoritairement à l'état de mélange diphasique et que la chute de température est associée à la chute de pression le long de l'écoulement. Le comportement est aussi observable sur la Figure 11.12. Nous notons que ce test, *Boucles #1 et #2*, a été réalisé pour des conditions de sol au niveau des puits géothermiques considérés comme étant thermiquement non perturbés. Ce test a débuté après un temps de repos du système de plusieurs jours.

La distribution temporelle des températures de la boucle#2 est présentée sur la Figure 11.11. Pour la boucle #2, nous observons un comportement différent de celui de la boucle #1. En

effet, nous remarquons (*voir* Figure 11.13) que contrairement au comportement de la boucle #1, les températures de la boucle #2 ne diminuent pas systématiquement dans le sens de l'écoulement. Ceci permet de considérer que l'écoulement de la boucle #2 se produit avec un point de transition mélange diphasique-vapeur à même le puits et sur un temps proportionnellement important durant un cycle de fonctionnement.

Sur la Figure 11.14 et la Figure 11.15 nous observons que le déplacement du point de transition s'effectue plus rapidement pour la boucle #1 que pour la boucle #2. En effet, à la suite de l'ouverture de la valve de détente, l'apparition de réfrigérant liquide au fond de la boucle (observable par une diminution rapide de la température mesurée) se produit en environ 0.5 minute pour la boucle #1 et en environ 2.5 minutes pour la boucle #2. Considérant que le transfert de chaleur à la surface extérieure des boucles géothermiques est purement diffusif, les causes probables d'une différence de temps de déplacement du point de transition peuvent être, sans s'y limiter:

- Différence de débit massique dans les boucles. En effet, toutes autres conditions étant identiques, un débit massique plus faible entraîne une augmentation du temps de déplacement du point de transition.
- Différence de condition d'échange thermique avec le puits géothermique selon la boucle. En effet, toutes autres conditions étant identiques, des conditions d'échanges thermiques plus favorables, entraînent une augmentation du temps de déplacement du point de transition.

Pour le système actuel, selon les résultats d'autres tests préalablement effectués et les résultats actuels, nous considérons comme étant probable la différence de débit massique de réfrigérant dans les deux boucles. En effet, la boucle #2, lorsqu'utilisée seule, est problématique (*voir* section 9.3). De plus, pour le test actuel, la perte de charge de la boucle #2 (254 kPa) est significativement plus faible que celle pour la boucle #1 (327 kPa). Sachant que le débit massique de réfrigérant est proportionnel à la différence de pression de la boucle, nous constatons que le débit de la boucle #2 est plus faible que celui de la boucle #1.

Pour les tests effectués, ayant des temps de fonctionnement courts, la distribution non uniforme de réfrigérant ne semble pas pénaliser de façon significative les performances. Toutefois, lors d'une utilisation soutenue ou continue, il est à noter que cette situation peut entraîner un déséquilibre significatif d'extraction de chaleur et conséquemment d'abaissement de température par rapport à une situation avec distribution uniforme. La longueur de puits effective en opération du système est ainsi réduite par rapport à la situation de conception.

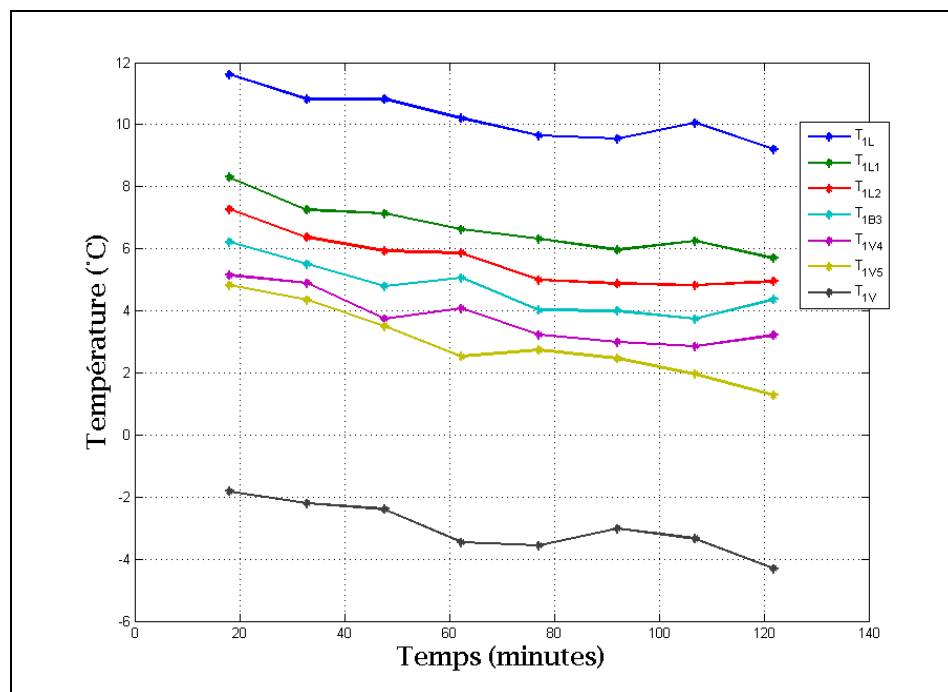


Figure 11.10 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #1

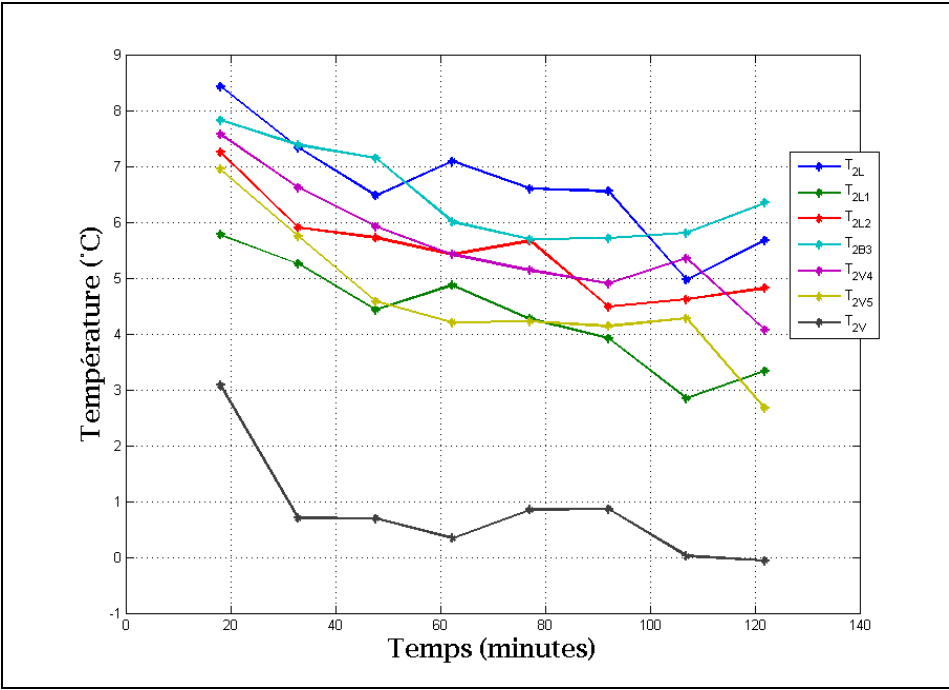


Figure 11.11 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #2

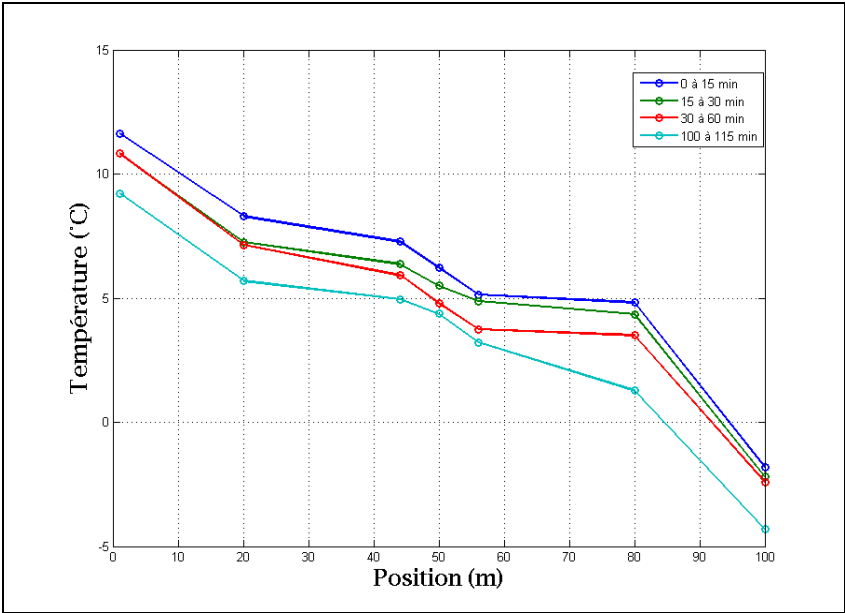


Figure 11.12 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #1

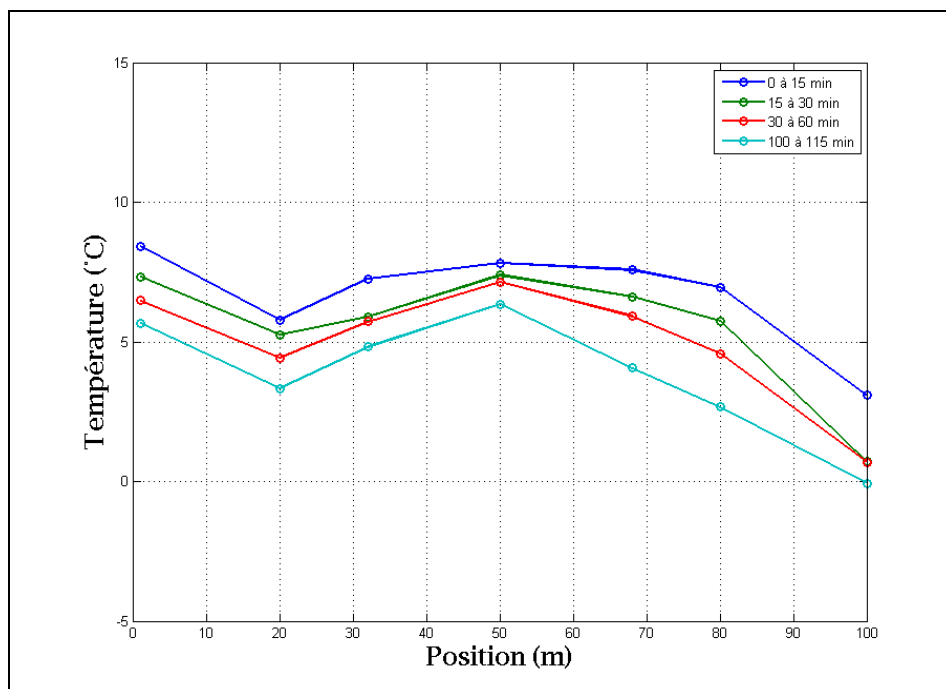


Figure 11.13 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #2

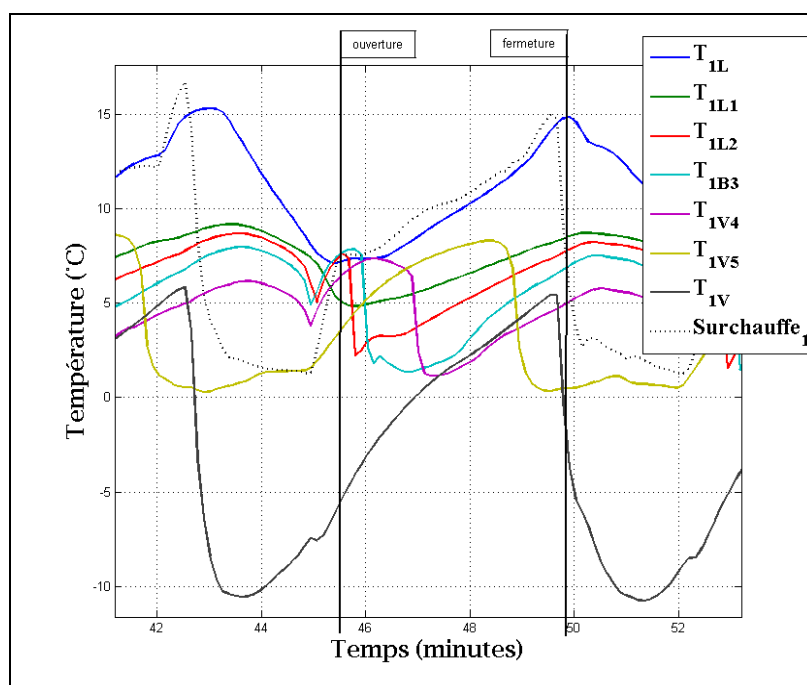


Figure 11.14 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #1

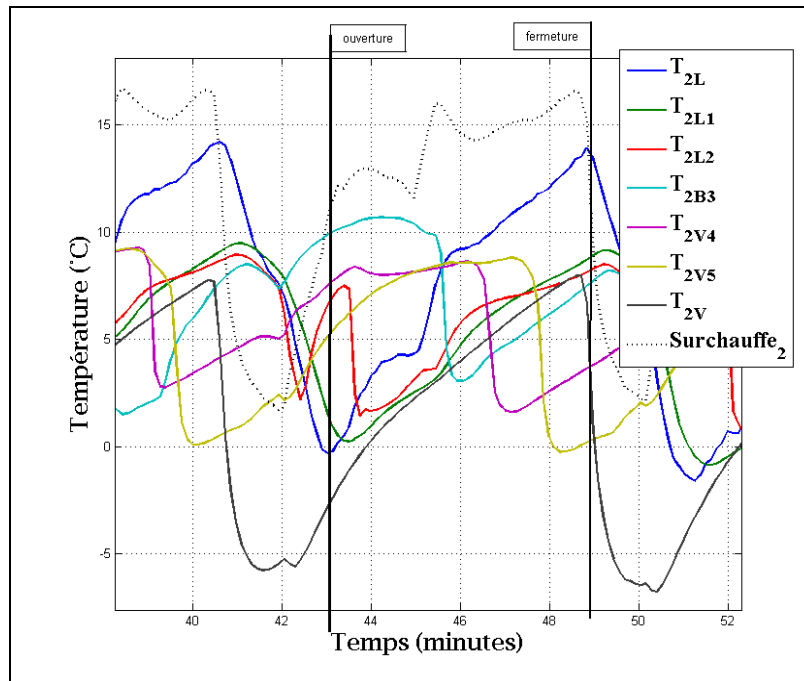


Figure 11.15 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #2

11.3.2 Analyse du comportement dynamique des boucles #1 et #3 activées

Pour le test effectué avec les boucles #1 et #3 on note que la différence de pression dans les deux boucles est semblable (respectivement 294 et 319 kPa). Sachant que la chute de pression dans une boucle est fonction du débit massique, il est raisonnable de considérer que le débit massique dans les deux boucles est semblable. Le temps de cyclage des deux boucles est également semblable. L'analyse de la Figure 11.4 permet tout de même de constater que les phénomènes de pompage sont présents au niveau des deux boucles et que la distribution de réfrigérant alterne de la boucle #1 à la boucle #3.

Les résultats obtenus sur le banc d'essai actuel ne nous permettent pas d'évaluer la dégradation des performances liée à une distribution non uniforme de réfrigérant. En effet, pour tous les tests effectués, le système a fonctionné avec des conditions dynamiques de distribution non uniforme. L'obtention de résultats avec distribution uniforme n'a ainsi pas été

réalisée. Il est toutefois possible d'observer les instabilités opérationnelles résultant de cette situation.

11.3.2.1 Oscillation des performances

L'alternance en alimentation des deux boucles, associée à leur comportement en pompage résulte en une oscillation de la surchauffe dans le collecteur de retour ($Surch_{man}$). Cette oscillation de surchauffe pourrait éventuellement causer un apport de réfrigérant liquide au compresseur (Figure 11.16).

Les Figure 11.17 et Figure 11.18 présente les variations temporelles d'opération de l'échangeur réfrigérant-eau. Ces fortes oscillations peuvent aboutir en des conditions d'inconfort au niveau des équipements desservis par le système. En effet, la charge thermique et la température de l'eau de sortie fluctuent considérablement.

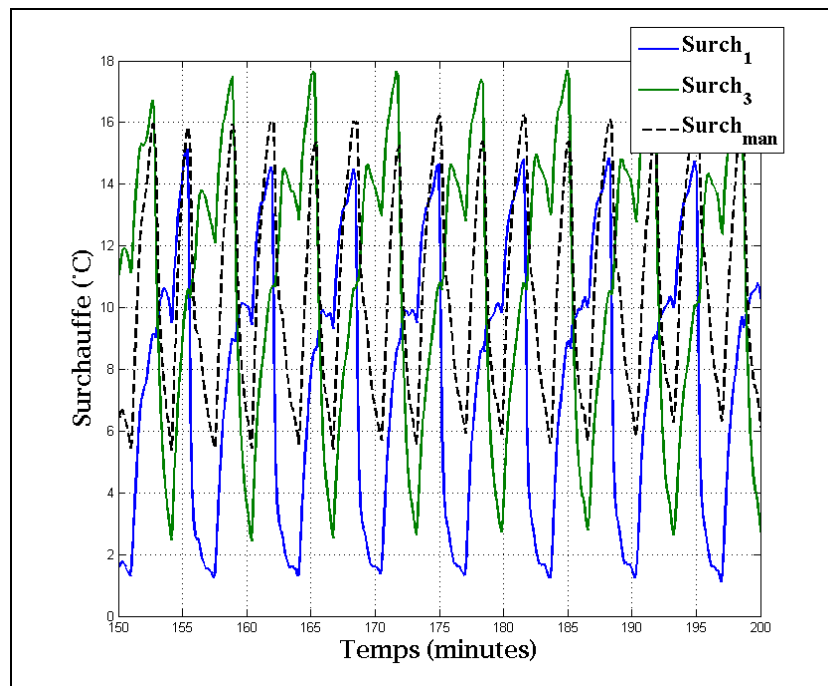


Figure 11.16 Évolution des surchauffes $Surch_1$, $Surch_3$ et $Surch_{man}$

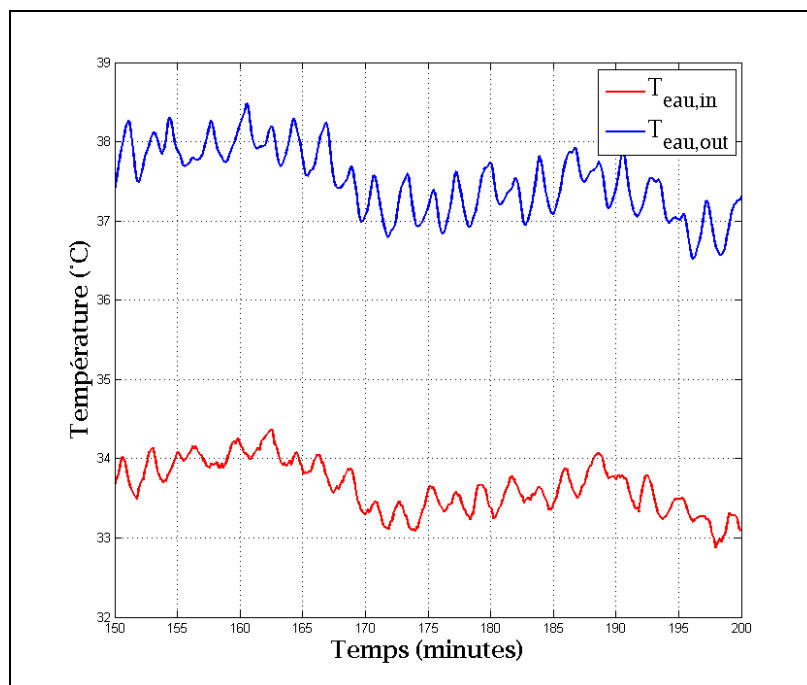


Figure 11.17 Températures de l'eau
au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau

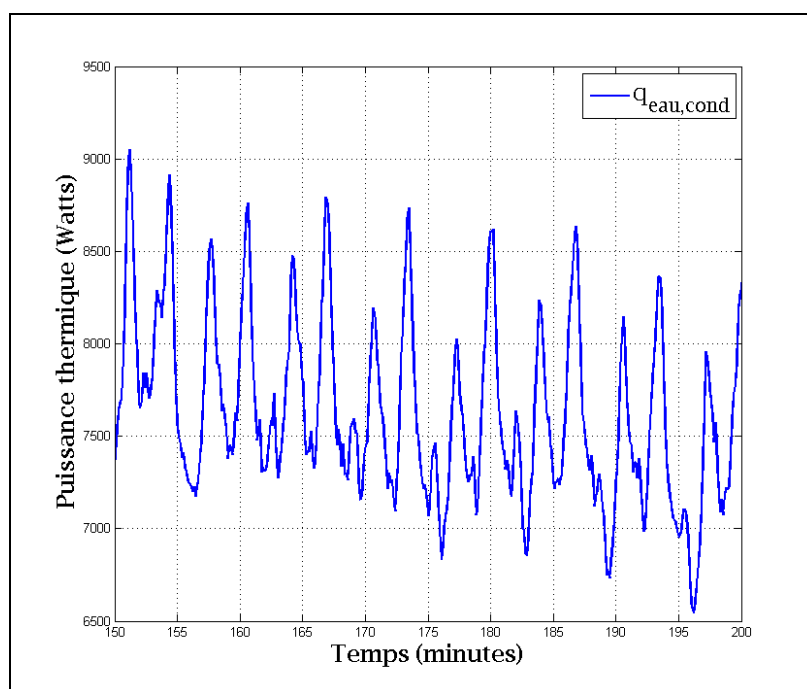


Figure 11.18 Puissance thermique
au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau

11.3.2.2 Distribution de température des boucles

La distribution temporelle des températures de la boucle#1 est présentée sur la Figure 11.19. Nous rappelons que les résultats présentés représentent la moyenne de chaque point de mesure par intervalle de 15 minutes; lors du fonctionnement, nous observons une variation continuellement des valeurs des températures. Pour cette boucle, nous observons que la température diminue dans le sens de l'écoulement. Ceci signifie que le réfrigérant se trouve majoritairement à l'état de mélange diphasique et que la chute de température est associée à la chute de pression le long de l'écoulement. Le comportement est aussi observable sur la Figure 11.21. Nous notons que ce test, *Boucles #1 et #3*, a été réalisé à la suite du test *Boucles #1 et #2*. Ainsi, lors du début du présent test, le puits de la boucle #1 avait préalablement subi une absorption de chaleur alors que le puits #3 pouvait être considéré comme thermiquement non perturbé.

La distribution temporelle des températures de la boucle#3 est présentée sur la Figure 11.20 et la Figure 11.13. Pour la boucle #3, nous observons un comportement différent de celui de la boucle #1. En effet, au début du test, nous observons que la boucle #3 fonctionne avec un point de transition au début du puits. Cette situation s'explique que la boucle #3 étant initialement non perturbée, offre des conditions de transferts thermiques potentiellement plus favorables que celles de la boucle #1 et l'évaporation complète du réfrigérant est ainsi possible sur une courte distance parcourue le long de la boucle. Le comportement de la boucle #3 s'approche de celui de la boucle #1 au fur et à mesure de l'avancement temporel de l'essai.

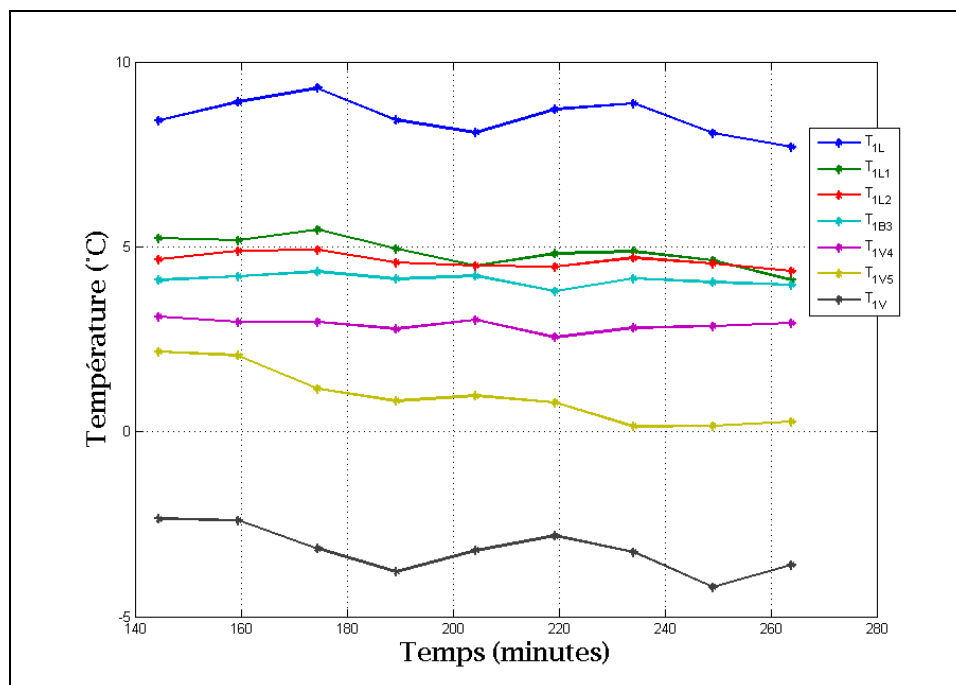


Figure 11.19 Évolution temporelle des températures
au niveau de la boucle #1

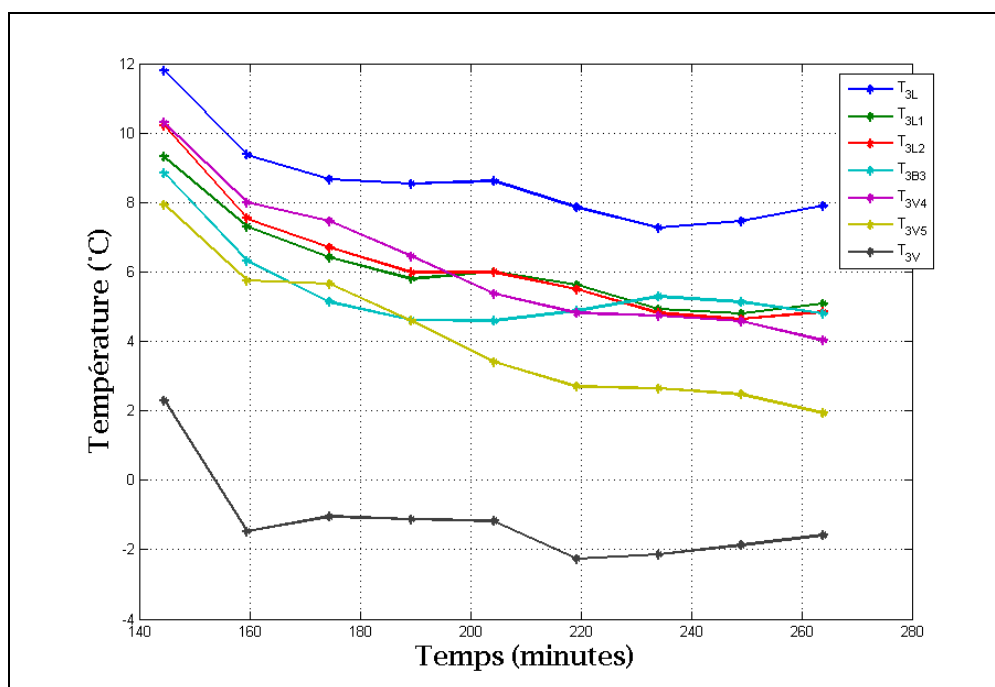


Figure 11.20 Évolution temporelle des températures
au niveau de la boucle #3

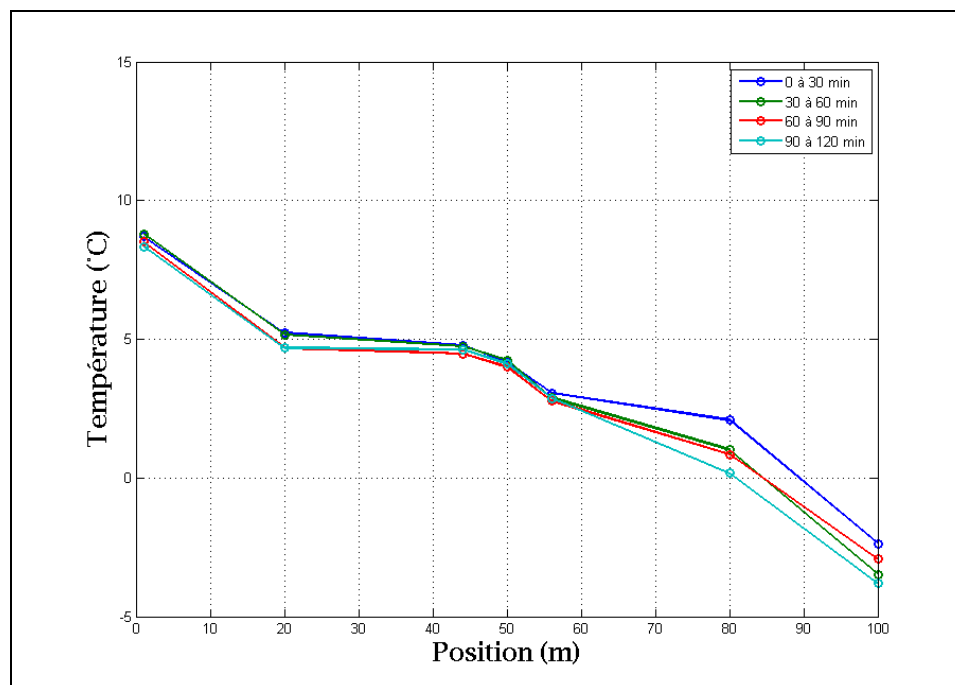


Figure 11.21 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #1

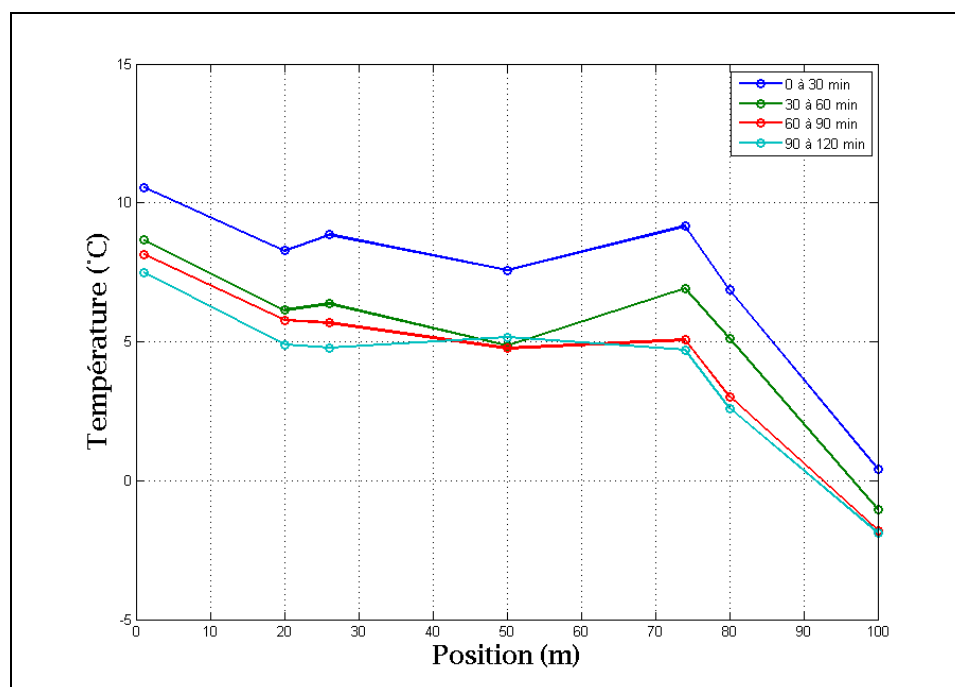


Figure 11.22 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #3

11.3.3 Analyse du comportement dynamique des boucles #2 et #3 activées

Pour le test effectué avec les boucles #2 et #3, on note que la différence de pression dans la boucle #2 est sensiblement inférieure à celle de la boucle #3. Le temps de cyclage de la boucle #2 est également supérieur à celui de la boucle #1. Sachant que la chute de pression dans une boucle est fonction du débit massique, il est raisonnable de considérer que le débit massique dans la boucle #2 est inférieur à celui de la boucle #3. Le temps de cyclage des deux boucles est toutefois semblable. L'analyse de la Figure 11.23Figure 11.4 permet de constater que les phénomènes de pompage sont présents au niveau des deux boucles et l'alternance d'ouverture et de fermeture des deux boucles n'est pas constante.

Les résultats obtenus sur le banc d'essai actuel ne nous permettent pas d'évaluer la dégradation des performances liée à une distribution non uniforme de réfrigérant. En effet, pour tous les tests effectués, le système a fonctionné avec des conditions dynamiques de distribution non uniforme. L'obtention de résultats avec distribution uniforme n'a ainsi pas été réalisée. Il est toutefois possible d'observer les instabilités opérationnelles résultant de cette situation.

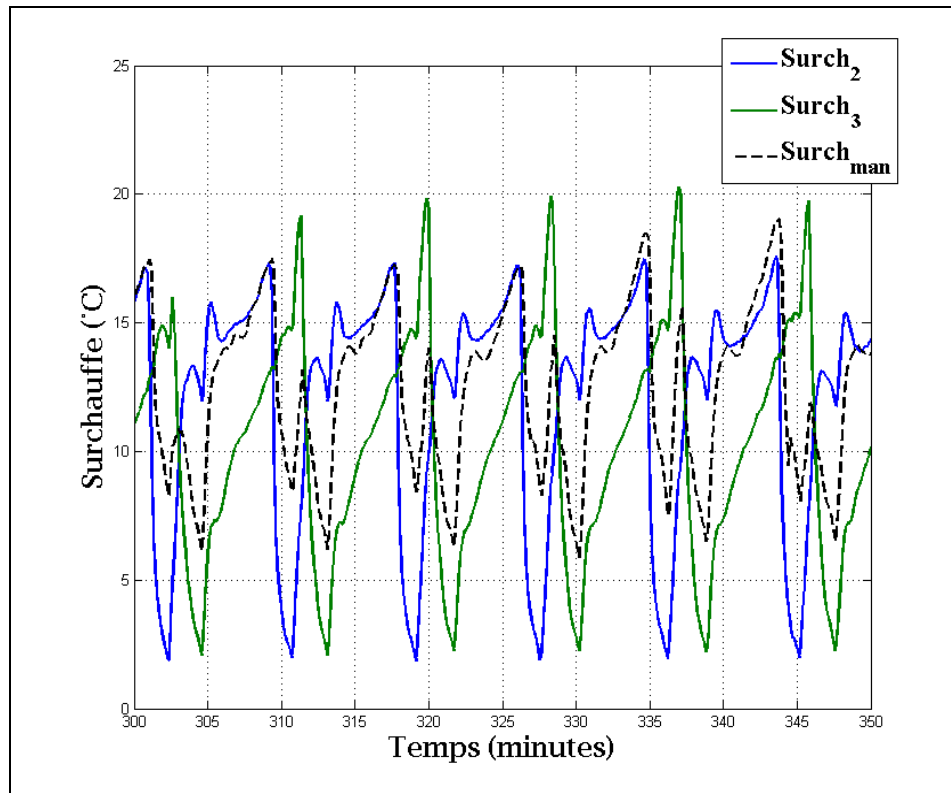


Figure 11.23 Évolution des surchauffes
Surch₂, Surch₃ et Surch_{man}

11.3.3.1 Oscillation des performances

L'alternance en alimentation des deux boucles, associée à leur comportement en pompage résulte en une oscillation de la surchauffe dans le collecteur de retour (*Surch_{man}*). Cette oscillation de surchauffe pourrait éventuellement causer un apport de réfrigérant liquide au compresseur (Figure 11.23).

Les Figure 11.24 et Figure 11.25 présente les variations temporelles d'opération de l'échangeur réfrigérant-eau. Ces fortes oscillations peuvent se solder en des conditions d'inconfort au niveau des équipements desservis par le système. En effet, la charge thermique et la température de l'eau de sortie fluctuent considérablement.

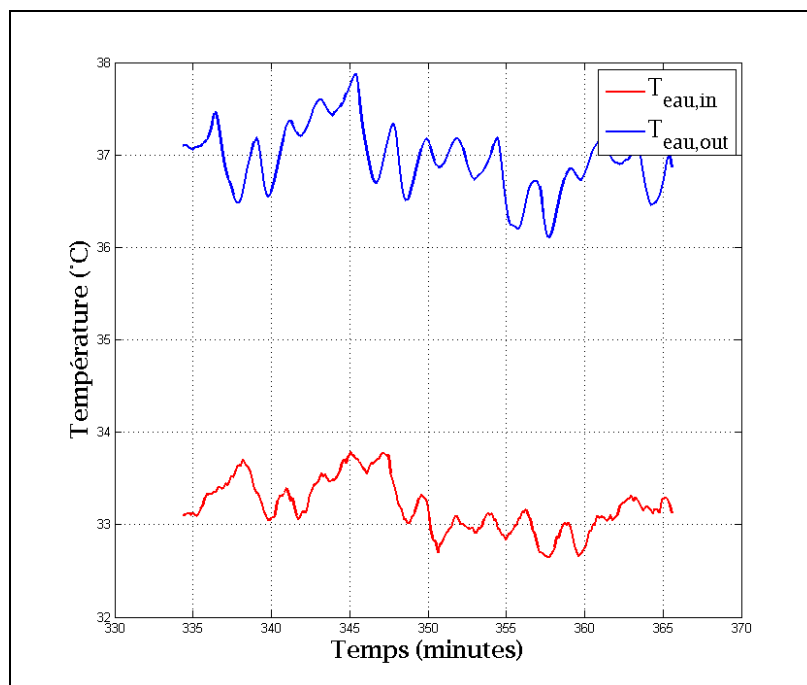


Figure 11.24 Graphique des températures de l'eau au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau

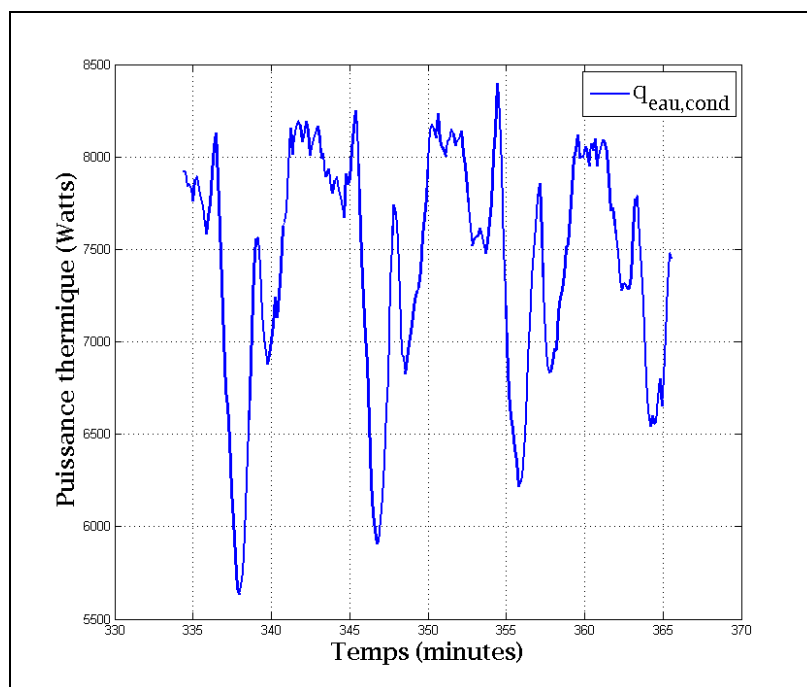


Figure 11.25 Graphique des puissances thermiques au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau

11.3.3.2 Distribution de température des boucles

La distribution temporelle des températures de la boucle#2 est présentée sur la Figure 11.26 et la Figure 11.28. Nous rappelons que les résultats présentés représentent la moyenne de chaque point de mesure par intervalle de 15 minutes; lors du fonctionnement, nous observons une variation continuellement des valeurs des températures. Pour cette boucle, nous observons comportement similaire à celui obtenu pour le test utilisant la boucle #1 et #2. . En effet, nous remarquons (*voir* Figure 11.28) que contrairement au comportement de la boucle #3, les températures de la boucle #2 ne diminuent pas systématiquement dans le sens de l'écoulement. Ceci permet de considérer que l'écoulement de la boucle #2 se produit avec un point de transition mélange diphasique-vapeur à même le puits et sur un temps proportionnellement important durant un cycle de fonctionnement.

L'hypothèse posée lors de l'analyse de test utilisant les boucles #1 et #2 concernant le faible débit au niveau de la boucle #2 est également retenue pour ce test.

Nous notons que ce test, *Boucles #2 et #3*, a été réalisé à la suite du test *Boucles #1 et #3*. Ainsi, lors du début du présent test, le puits de la boucle #3 avait préalablement subi une absorption de chaleur alors que le puits #2 avait subi un moment de repos d'environ 180 minutes,

La distribution temporelle des températures de la boucle#3 est présentée sur la Figure 11.27 et la Figure 11.29. Pour la boucle #3, nous observons un comportement différent de celui de la boucle #2. Pour cette boucle, nous observons que la température diminue dans le sens de l'écoulement. Ceci signifie que le réfrigérant se trouve majoritairement à l'état de mélange diphasique et que la chute de température est associée à la chute de pression le long de l'écoulement.

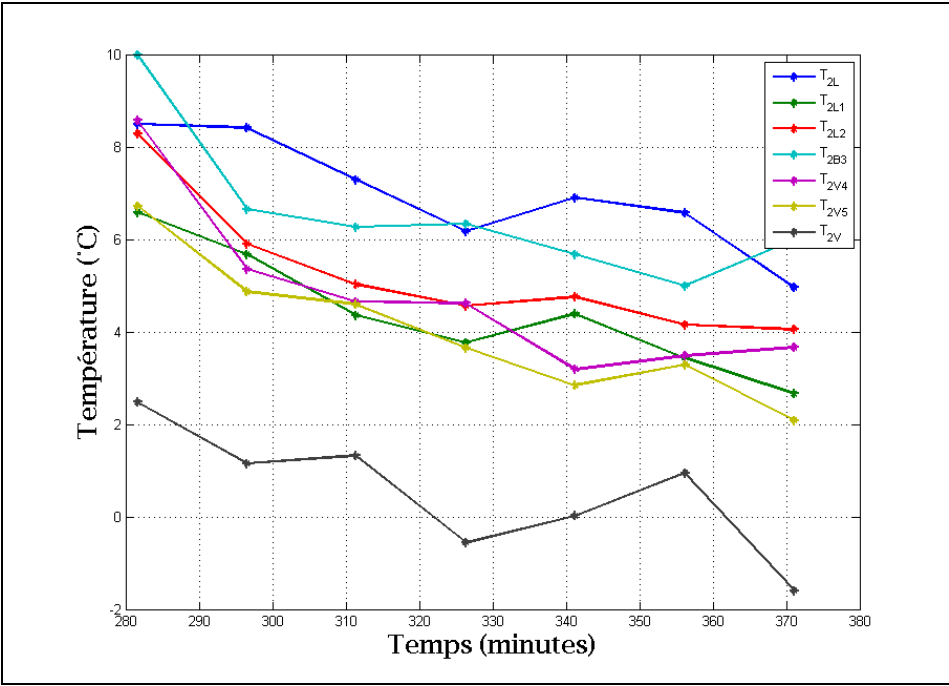


Figure 11.26 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #2

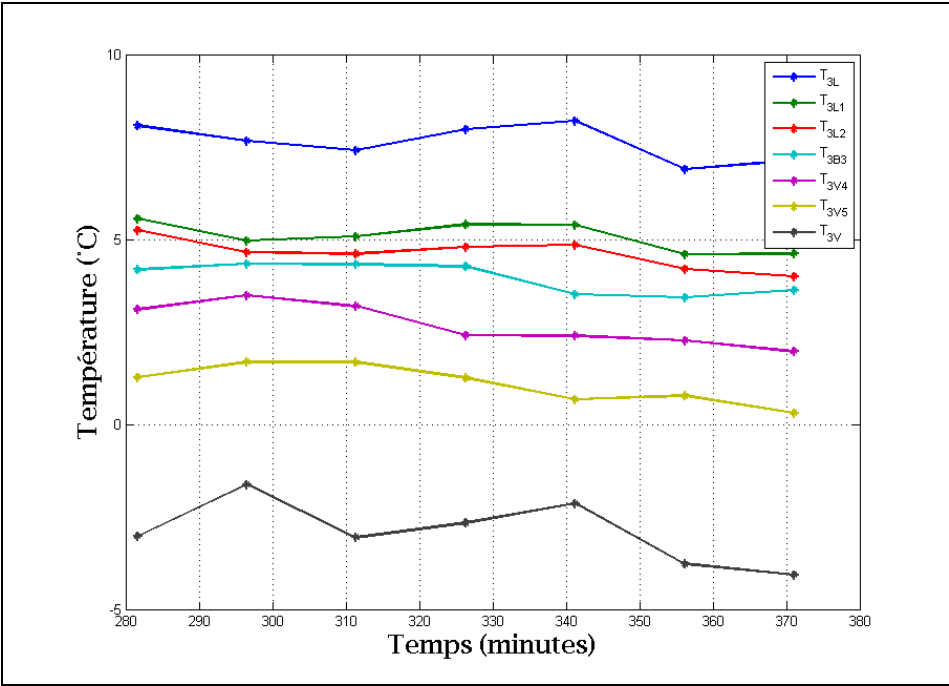


Figure 11.27 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #3

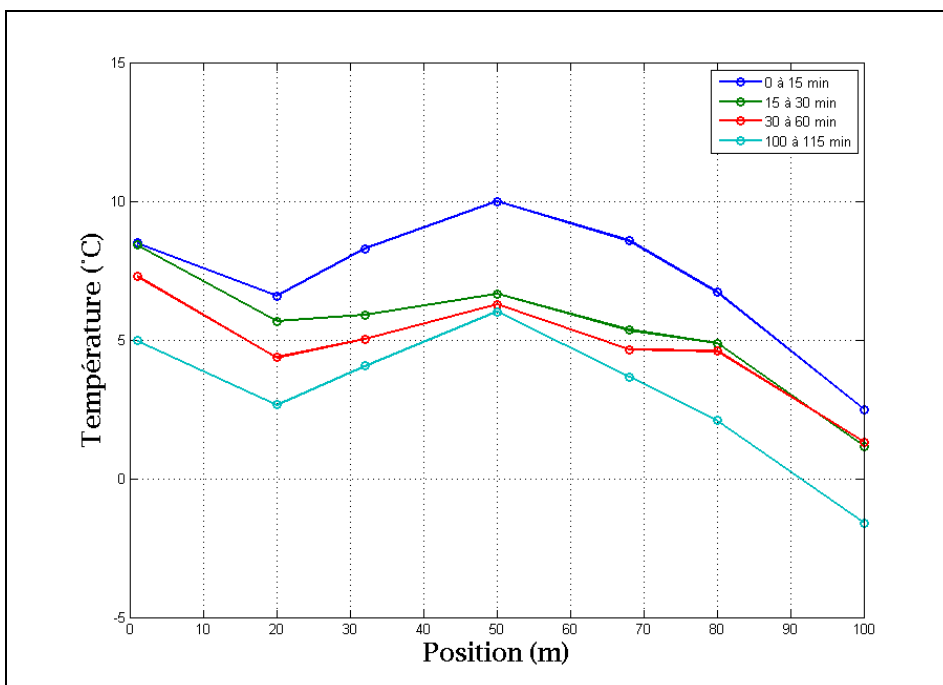


Figure 11.28 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #2

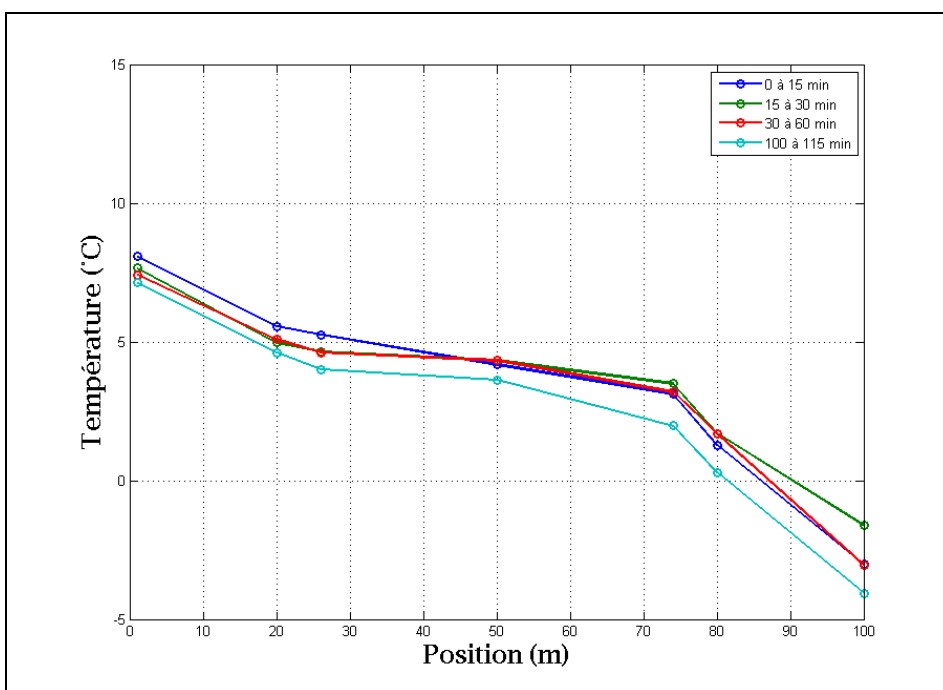


Figure 11.29 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #3

11.4 Évaporateur constitué de trois boucles en parallèle

Plusieurs tests ont été effectués selon la méthodologie décrite précédemment en utilisant les boucles #1, #2 et #3 activées. La Figure 11.30 présente la configuration de l'ensemble élément détenteur - évaporateur analysé ainsi que les différents paramètres mesurés pour l'analyse. Les sous-sections suivantes présentent les résultats de tests obtenus sans ajustement des vis de surchauffe statique et avec ajustements des vis de surchauffe statique.

11.4.1 Tests sans ajustements des vis de surchauffe statique

Plusieurs tests ont été effectués selon la méthodologie décrite précédemment en utilisant les boucles #1, #2 et #3 activées.

Pour réaliser l'analyse énergétique et comportementale du système, les résultats expérimentaux des périodes de temps suivants sont utilisés:

- Obtention de cinq cycles d'opération pour chacune des trois boucles géothermiques lors d'un fonctionnement en régime considéré quasi permanent:
 - Minute 430 à minute 480.

L'analyse de la Figure 11.31 permet de déterminer que le temps de cyclage moyen pour la boucle #1 est d'environ 6.8 minutes, celui de la boucle #2 est d'environ 7.9 minutes et celui de la boucle #3 est d'environ 7.2 minutes. Les résultats présentés dans cette figure démontrent que les constantes de temps et le comportement dynamique des trois boucles sont différents; l'alternance d'ouverture et de fermeture entre chacun des puits n'est pas constante. Ces différences résultent en des oscillations temporelles significatives des conditions d'opération et pénalisent la stabilité opérationnelle du système. En effet, on observe pour les trois boucles des conditions de pompage indésirables ainsi de que fortes oscillations de débit massique de réfrigérant.

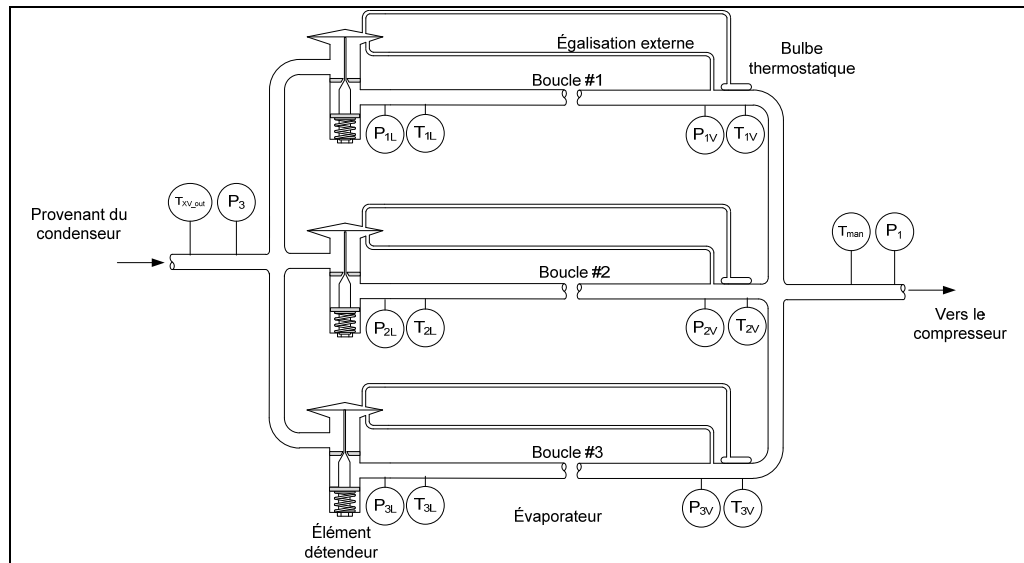


Figure 11.30 Schématisation de la configuration élément détendeur - évaporateur pour les tests utilisant les trois boucles activées

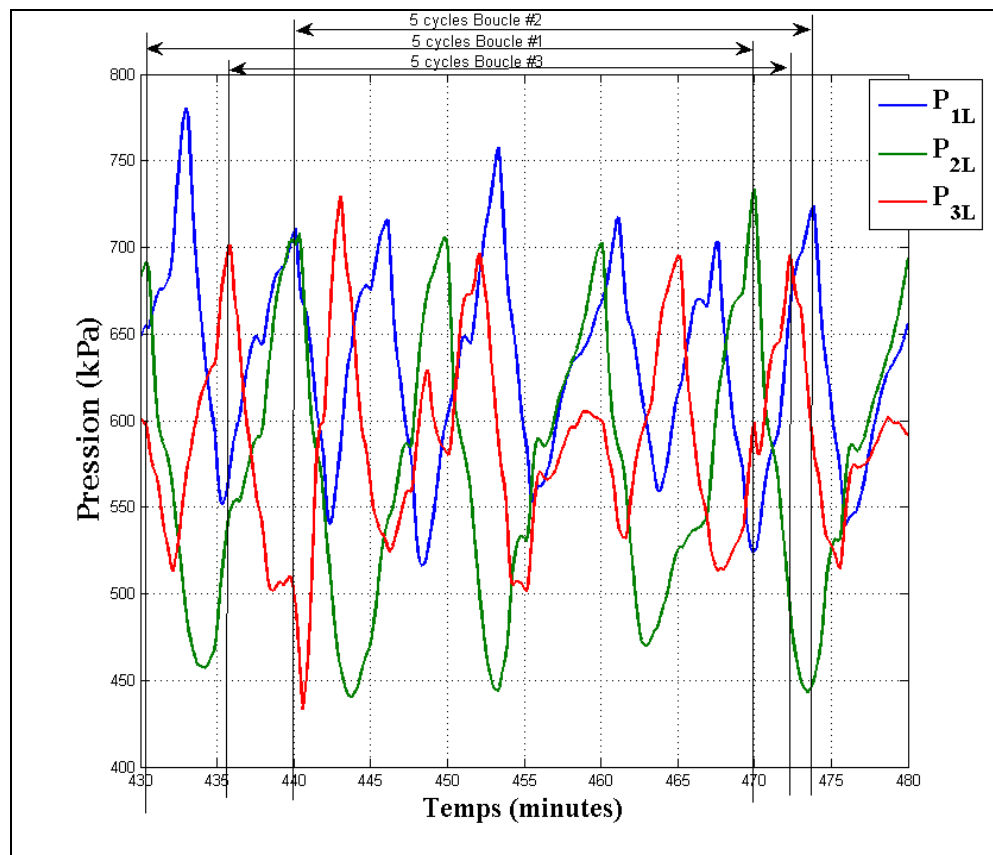


Figure 11.31 Évolution du débit massique de réfrigérant et des pressions P_{1L} , P_{2L} et P_{3L}

Tableau 11.5 Résultats: Mode chauffage continu
(boucle #1 et #2 et #3 activées)

Paramètres mesurés	Valeur	Unités
P_1	387	kPa
P_2	1650	kPa
P_3	1562	kPa
P_{1L}	606	kPa
P_{2L}	567	kPa
P_{3L}	615	kPa
P_{1V}	389	kPa
P_{2V}	387	kPa
P_{3V}	389	kPa
$T_{comp,in}$	-7.4	°C
$T_{comp,out}$	77.1	°C
$T_{cond,in}$	68.8	°C
$T_{cond,out}$	38.7	°C
$m_{ref,évalué}$	0.0426	kg/s
$T_{eau,in}$	35.6	°C
$T_{eau,out}$	40.0	°C
m_{eau}	0.473	kg/s
Paramètres évalués	Valeur	Unités
$T_{condensation,in}$	43.2	°C
$T_{condensation,out}$	40.9	°C
$T_{évaporation,in1}$	6.4	°C
$T_{évaporation,in2}$	4.2	°C
$T_{évaporation,in3}$	6.8	°C
$T_{évaporation,out}$	-7.4	°C
$Surchauffe_{,boucle1}$	5.7	°C
$Surchauffe_{,boucle2}$	9.6	°C
$Surchauffe_{,boucle3}$	7.9	°C
$\Delta P_{ref,cond}$	88	kPa
$\Delta P_{ref,sol1}$	217	kPa
$\Delta P_{ref,sol2}$	180	kPa
$\Delta P_{ref,sol3}$	226	kPa
Paramètres Calculés	Valeur	Unités
q_{eau_cond}	8606	W
$q_{ref,sol}$	7415	W
$q'_{ref,sol}$	83	W/m
$Puissance_{ref}$	2034	W
$Puissance$	3084	W
COP	2.79	/
COP_{thermo}	4.23	/
$COP_{idéal}$	5.06	/

11.4.2 Analyse des résultats de l'évaporateur constitué de trois boucles en parallèle

Cette section porte sur l'analyse des résultats de l'évaporateur constitué de trois boucles en parallèle de la section précédente. L'objectif est de comparer et analyser les performances et le comportement qualitatif de l'évaporateur constitué de trois boucles en parallèle selon les configurations du manufacturier.

Rappelons que l'objectif général du manufacturier du système concernant les boucles en parallèle contrôlées par des éléments détendeurs dédiés est d'obtenir une distribution uniforme de débit de réfrigérant dans chacune des boucles. L'obtention de cette distribution uniforme n'est, à priori, pas aisée de par la nature complexe de l'écoulement et du circuit frigorifique.

Ainsi, bien que le banc d'essai actuel ne possède pas l'instrumentation nécessaire pour mesurer le débit de réfrigérant dans chaque boucle, l'analyse de certains résultats permet tout de même d'observer les situations de distribution non uniforme dans les boucles en parallèle.

11.4.3 Analyse du comportement dynamique des boucles #1, #2 et #3

Pour le test effectué avec les boucles #1, #2 et #3 on note que la différence de pression dans la boucle #2 est sensiblement inférieure à celle de la boucle #1 et de la boucle #3. Le temps de cyclage de la boucle #2 est également supérieur à celui de la boucle #1 et de la boucle #3. Sachant que la chute de pression dans une boucle est fonction du débit massique, il est raisonnable de considérer que le débit massique dans la boucle #2 est inférieur à celui de la boucle #1 et de la boucle #3.

Les résultats obtenus sur le banc d'essai actuel ne nous permettent pas d'évaluer la dégradation des performances liée à une distribution non uniforme de réfrigérant. En effet, pour tous les tests effectués, le système a fonctionné avec des conditions dynamiques de distribution non uniforme. L'obtention de résultats avec distribution uniforme n'a ainsi pas été

réalisée. Il est toutefois possible d'observer les instabilités opérationnelles résultant de cette situation.

11.4.3.1 Oscillation des performances

L'alternance en alimentation des trois boucles, associée à leur comportement en pompage résulte en une oscillation de la surchauffe dans le collecteur de retour ($Surch_{man}$). Cette oscillation de surchauffe pourrait éventuellement causer un apport de réfrigérant liquide au compresseur (Figure 11.32).

Les Figure 11.33 et Figure 11.34 présente les variations temporelles d'opération de l'échangeur réfrigérant-eau. Ces fortes oscillations peuvent aboutir en des conditions d'inconfort au niveau des équipements desservis par le système. En effet, la charge thermique et la température de l'eau de sortie fluctuent considérablement.

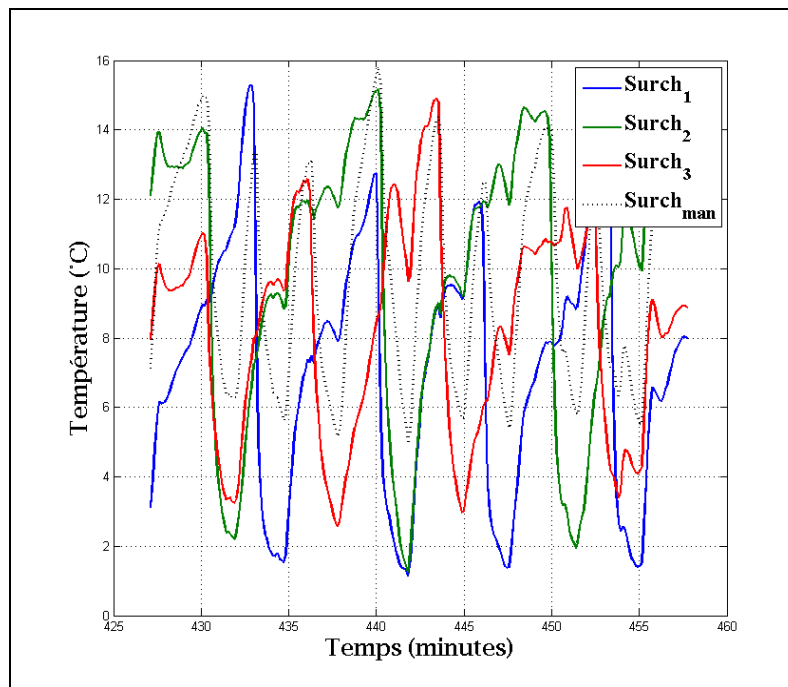


Figure 11.32 Évolution des surchauffes
 $Surch_1$, $Surch_2$, $Surch_3$ et $Surch_{man}$

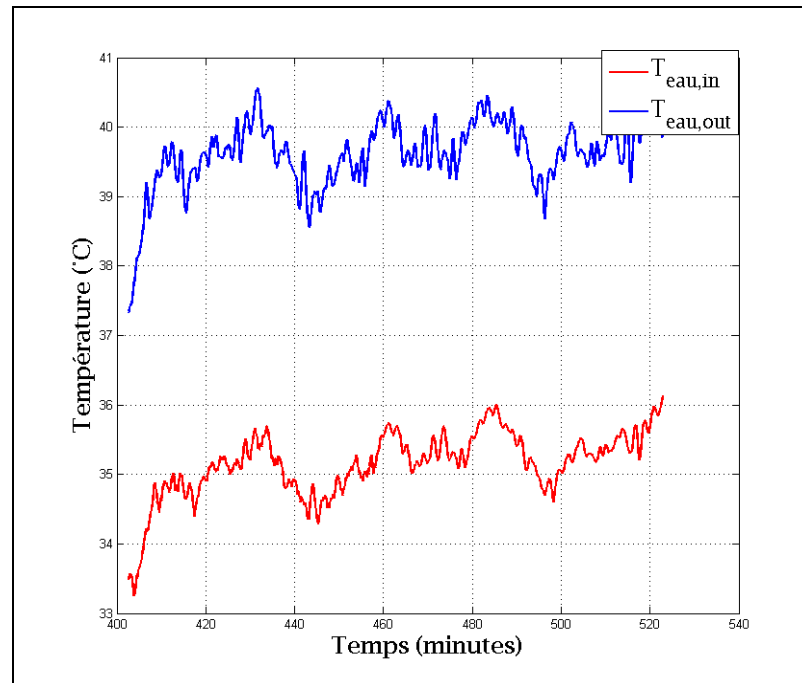


Figure 11.33 Graphique des températures de l'eau au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau

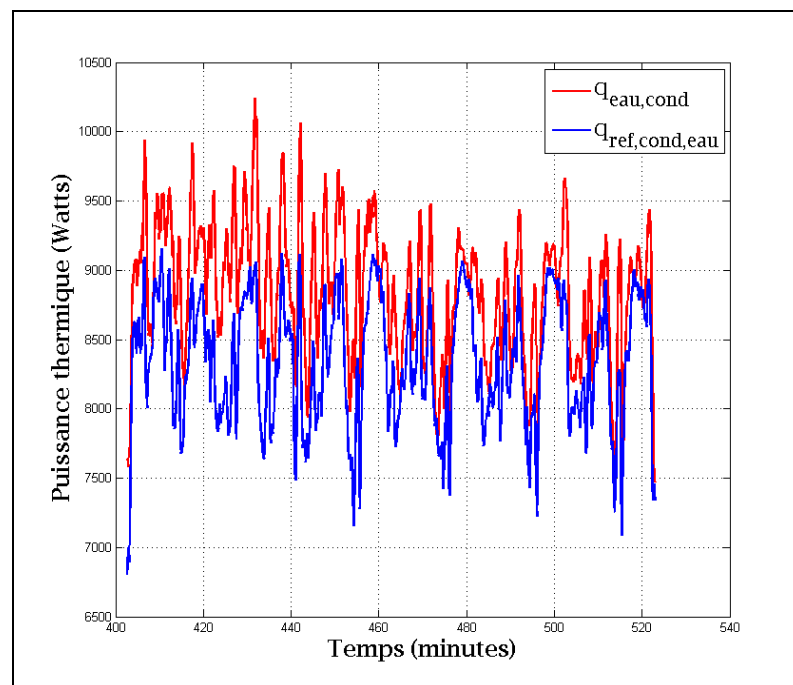


Figure 11.34 Graphique des puissances thermiques au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau

11.4.3.2 Distribution de température dans les boucles

La distribution temporelle des températures de la boucle#1 est présentée sur la Figure 11.35. Nous rappelons que les résultats présentés sur cette figure représentent la moyenne de chaque point de mesure par intervalle de 15 minutes alors que la Figure 11.36 présente les résultats à chaque pas de temps d'enregistrement des données. Lors du fonctionnement, nous observons une variation continuellement des valeurs des températures. Pour cette boucle, nous observons que la température diminue dans le sens de l'écoulement. Ceci signifie que le réfrigérant se trouve majoritairement à l'état de mélange diphasique et que la chute de température est associée à la chute de pression le long de l'écoulement. Le comportement est aussi observable sur la Figure 11.37.

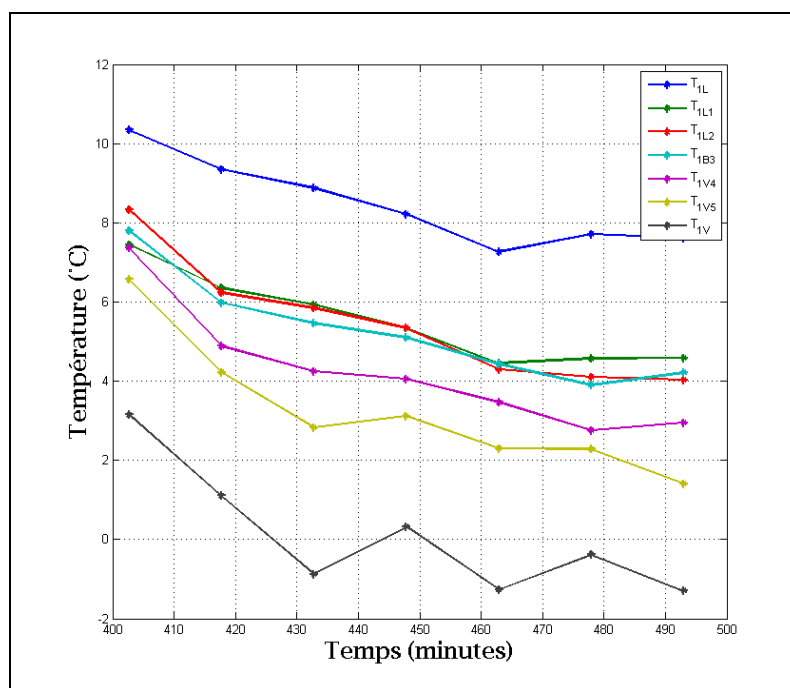


Figure 11.35 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #1 (moyennes)

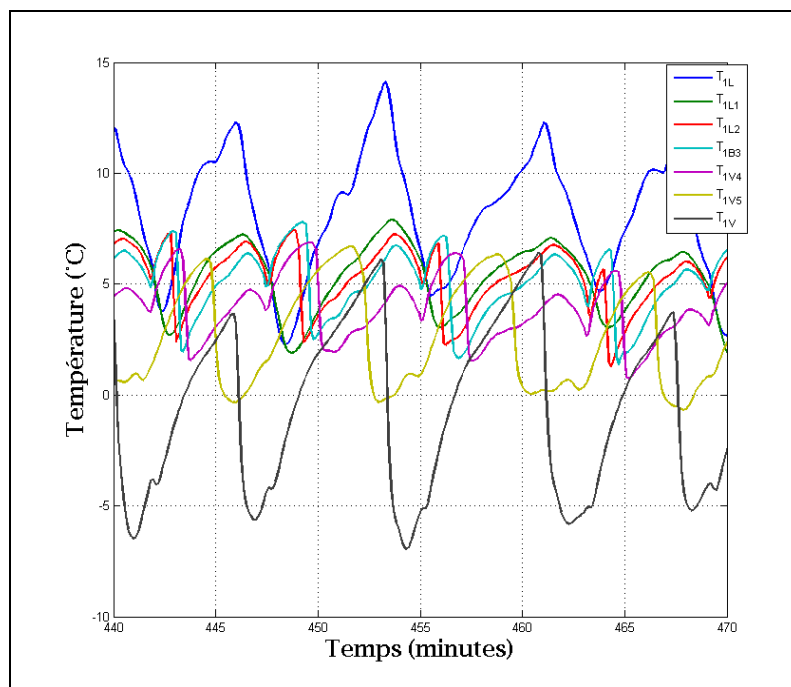


Figure 11.36 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #1 (30 minutes)

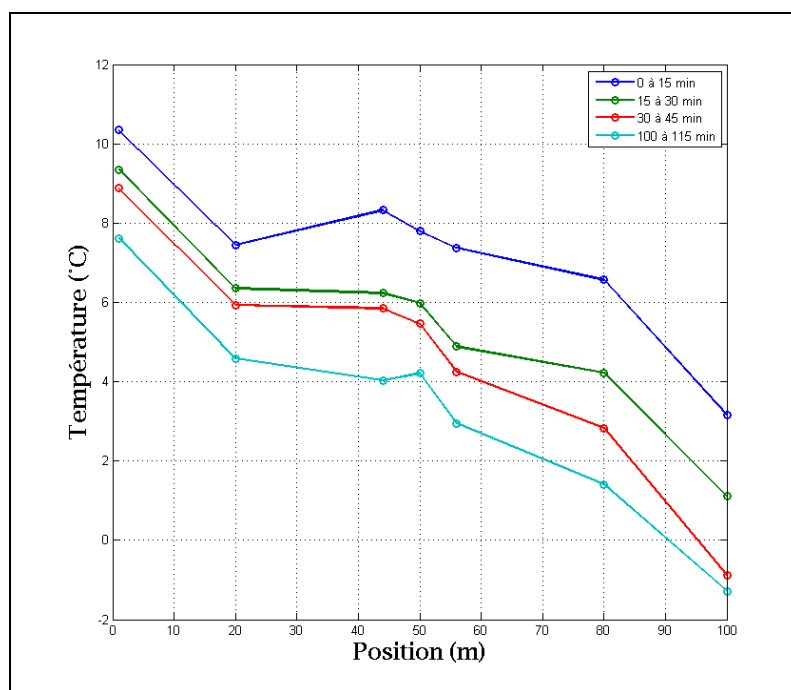


Figure 11.37 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #1

La distribution temporelle des températures de la boucle#2 est présentée sur la Figure 11.38 et la Figure 11.39. Pour la boucle #2, nous observons un comportement différent de celui de la boucle #1. Les fortes oscillations sur les températures moyennes mesurées dans le puits résultent du comportement dynamique constant et variable tel que présenté pour un intervalle de 30 minutes sur la Figure 11.39. Nous remarquons (*voir* Figure 11.40) que contrairement au comportement de la boucle #1, les températures de la boucle #2 ne diminuent pas systématiquement dans le sens de l'écoulement. De plus, les températures le long du tube descendant augmentent dans le sens de l'écoulement jusqu'au fond du puits et par la suite les températures le long du tube ascendant diminuent dans le sens de l'écoulement.

Ce comportement inattendu est toutefois cohérent avec les résultats problématiques obtenus au niveau du puits #2 et décrits dans les chapitres antérieurs. Les analyses antérieures ont permis de conclure que lors de fonctionnement à plusieurs boucles, le débit massique circulant dans la boucle #2 est moindre que dans les autres boucles. Pour le test actuel, la chute de pression moyenne au niveau de la boucle #2 (180 kPa) est plus faible que celle de la boucle #1 (217 kPa) et de la boucle #3 (226 kPa). Ces résultats sont cohérents avec l'hypothèse d'un faible débit massique de réfrigérant au niveau de la boucle #2.

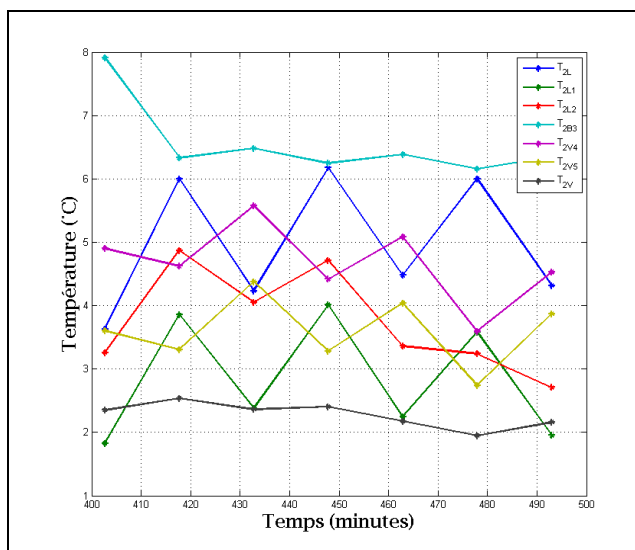


Figure 11.38 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #2 (moyennes)

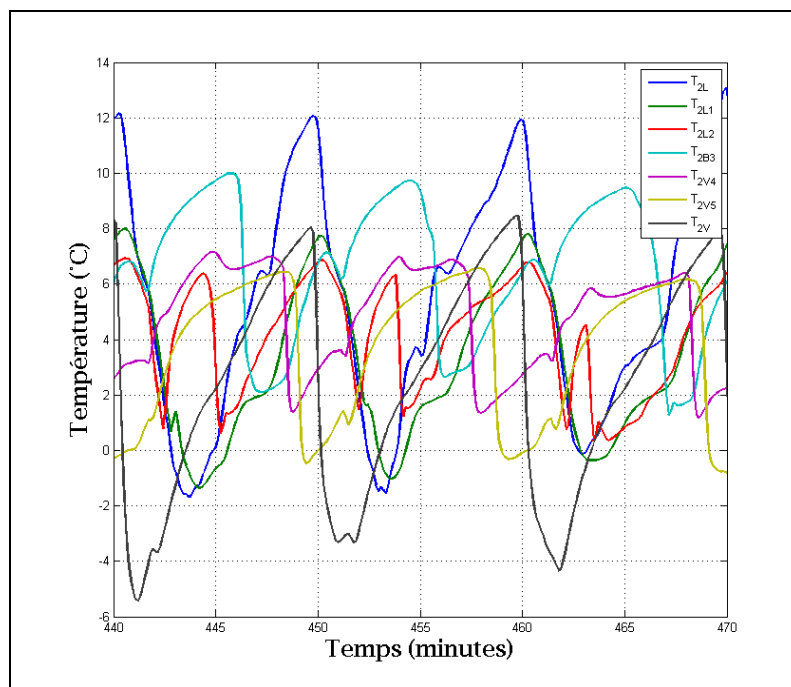


Figure 11.39 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #2 (30 minutes)

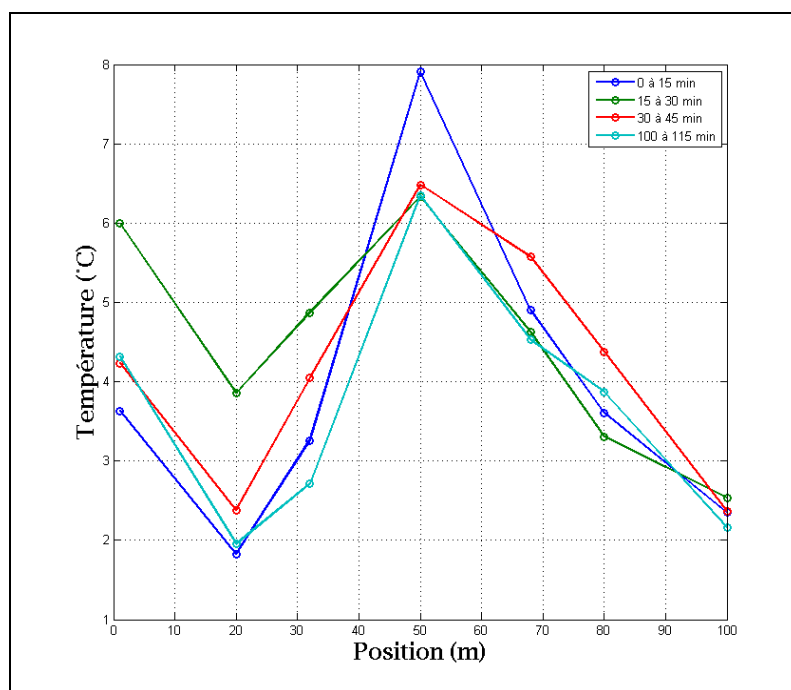


Figure 11.40 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #2

Rappelons que les résultats présentés sur la Figure 11.40 représentent la moyenne de chaque point de mesure par intervalle de 15 minutes; les valeurs de températures variant continuellement de façon spatiale temporelle. Néanmoins, cette figure représente l'état moyen de la distribution spatiale de température.

Considérant que le débit massique au niveau de la boucle #2 est faible, la distribution de température inattendue de cette boucle résulte de la domination des effets gravitationnels sur la distribution de pression du fluide diphasique. En effet, associé au faible débit massique de réfrigérant (déduit par la faible chute de pression moyenne) et à la constante de temps plus importante que les deux autres boucles, le comportement dynamique suivant se produit au niveau de cette boucle:

- Lors de l'ouverture de l'élément détendeur, du réfrigérant est admis dans la boucle. Le réfrigérant s'écoule donc de l'amont à l'aval de la boucle. Associé à cet écoulement, la chute de température du réfrigérant le long de l'écoulement est associée à la dominance de la contribution des pertes de charges par friction (voir Figure 11.41).

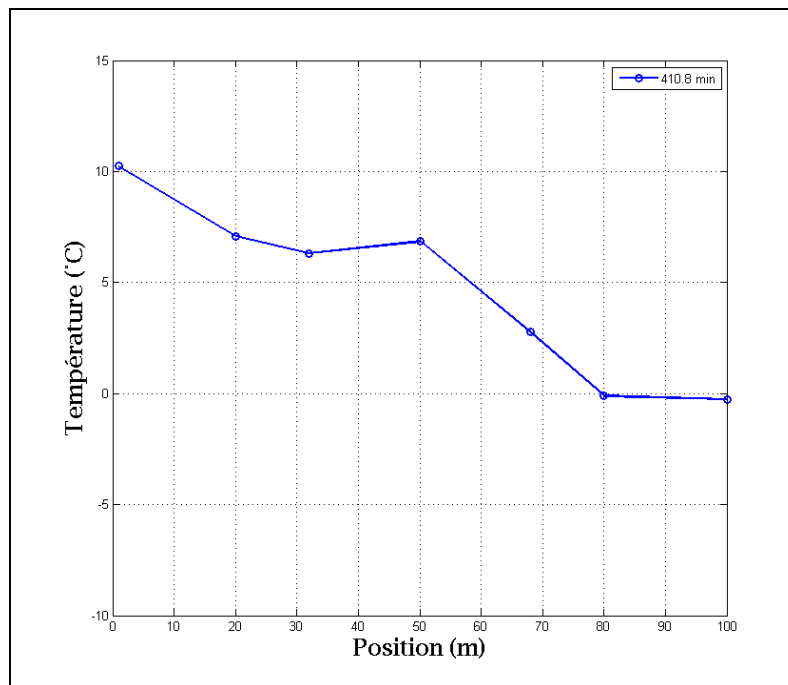


Figure 11.41 Évolution spatiale des températures au niveau de la boucle #2 (410.8 min.)

- Par la suite, l'élément détenteur commence à fermer (associé à une diminution de la surchauffe au niveau de son élément détenteur causé par l'arrivée de l'écoulement diphasique). La Figure 11.42 présente la distribution des températures de la boucle quelques secondes après le début de la fermeture de l'élément détenteur.
- Lorsque l'élément détenteur est pratiquement fermé, nous observons (Figure 11.43) que la température au fond du puits (position 50 m) a augmenté par rapport à la situation précédente. Cette augmentation est, selon nos hypothèses, causée par le fait que le débit dans la boucle est, à ce moment, très faible. Ainsi, par gravité, le réfrigérant liquide dans les tubes ascendant et descendant s'écoule vers le fond du puits causé une accumulation de réfrigérant à cet endroit et une augmentation de la pression et conséquemment de la température du mélange diphasique. En effet, les forces d'inertie de l'écoulement sont, à ce moment, insuffisantes pour entraîner le réfrigérant liquide et seule la phase vapeur s'écoule par le tube ascendant.

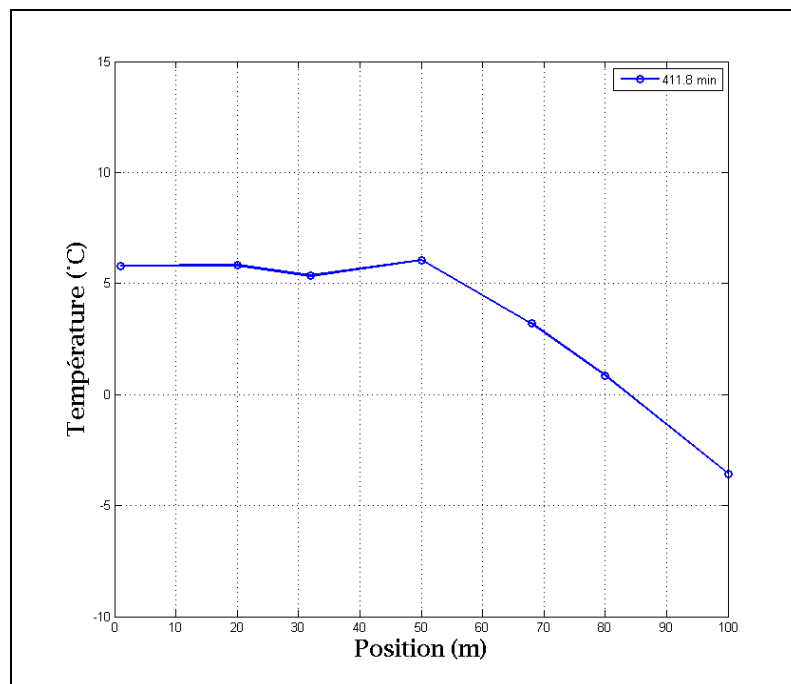


Figure 11.42 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #2 (411.8 min.)

- L'accumulation de liquide semble également se prolonger dans le tube descendant jusqu'à la position de 32 m. En effet, nous observons que la température à cet endroit est supérieure à celle située en amont (20 m). Associé à la fermeture de l'élément détenteur, les valeurs de température à 0 et 20 m sont passées d'environ 6 °C pour le temps 411.8 min. à respectivement -1 et 0 °C. Cette chute de température correspond à la diminution de pression et donc de température du fluide diphasique présent à cet endroit. Toutefois, la température à la position 32 m, demeure relativement constante; ou du moins, ne diminue pas. Il est ainsi raisonnable de considérer l'accumulation de réfrigérant liquide à cet endroit.
- Il est à noter également que les résultats de la Figure 11.43 présentent une faible augmentation de température entre la température à la position à 32 m et celle au fond du puits (50 m). Cette augmentation de température est causée par le même phénomène que décrit ci-haut; soit une accumulation du réfrigérant liquide dans le fond de la boucle résultant des trop faibles forces d'inertie de l'écoulement pour entraîner cette phase. Associé à un écoulement plus important à ce moment (causé par l'ouverture de l'élément détenteur), le phénomène est toutefois moins prononcé en plus d'être localisé au fond du puits.

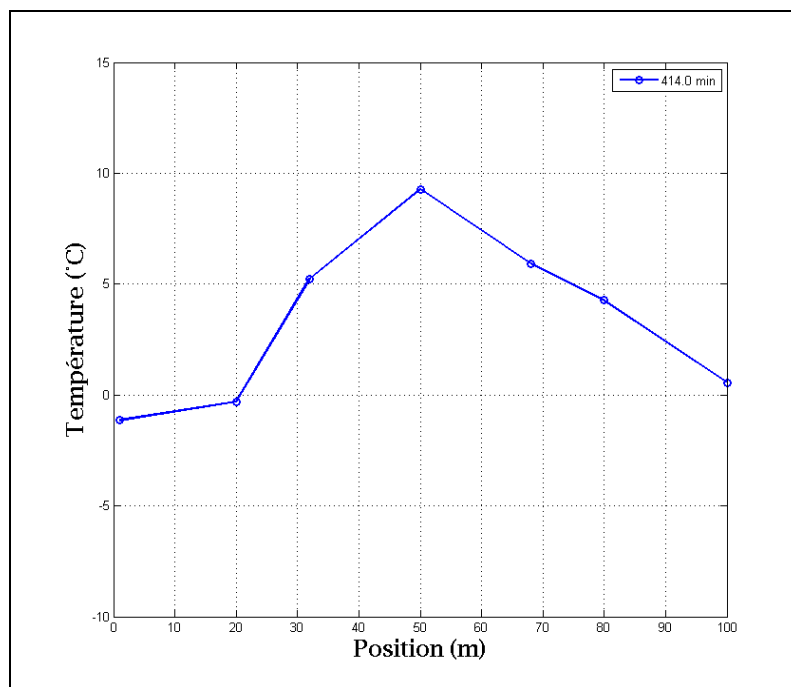


Figure 11.43 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #2 (414.0 min.)

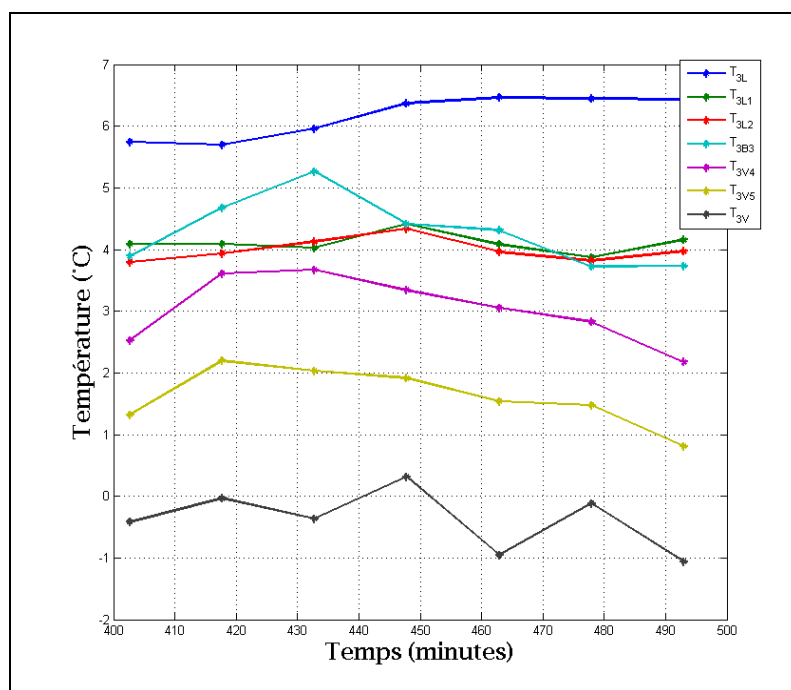


Figure 11.44 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #3 (moyennes)

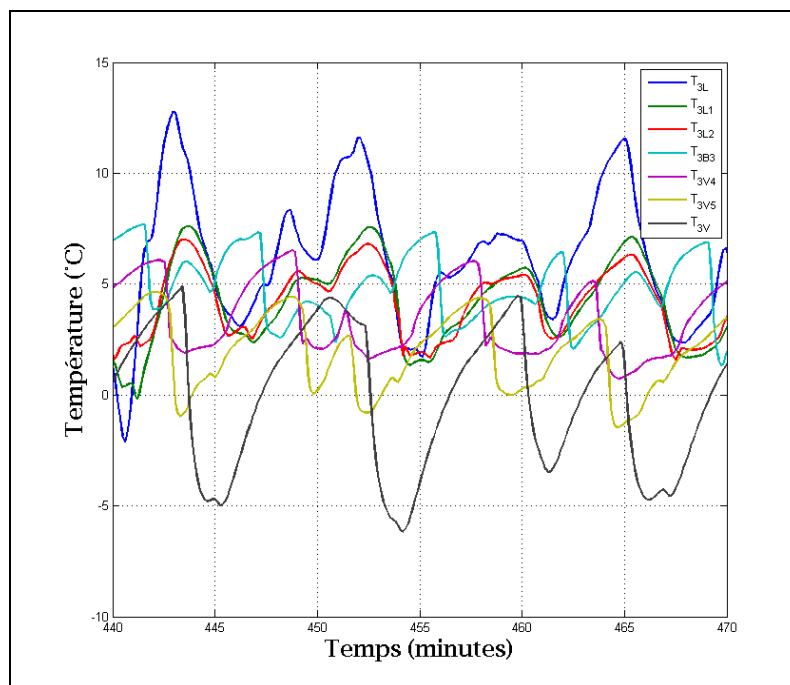


Figure 11.45 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #3 (30 minutes)

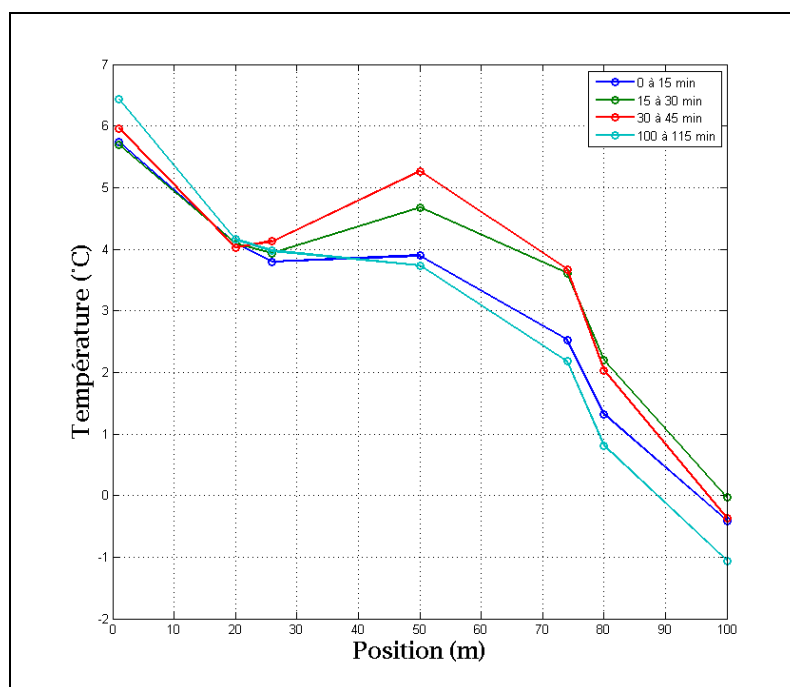


Figure 11.46 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #3

La distribution temporelle des températures de la boucle #3 est présentée sur la Figure 11.44 et la Figure 11.45. Pour la boucle #3, nous observons un comportement différent de celui de la boucle #1 et de la boucle #2. Nous remarquons (*voir* Figure 11.46) que contrairement au comportement de la boucle #1, les températures de la boucle #3 ne diminuent pas systématiquement dans le sens de l'écoulement. De plus, tout comme pour la boucle #2, les températures le long du tube descendant augmentent dans le sens de l'écoulement jusqu'au fond du puits et par la suite les températures le long du tube ascendant diminuent dans le sens de l'écoulement. Les gradients spatiaux de température moyenne sont toutefois moins importants que pour la boucle #2.

Notons que pour le test actuel, la chute de pression moyenne au niveau de la boucle #3 (226 est semblable à celle de la boucle #1 (217 kPa). Ceci permet de considérer que le débit massique moyen circulant dans la boucle #3 est semblable à celui de la boucle #1. Toutefois le temps de cyclage de la boucle #3 (7.2 min.) est supérieur à celui de la boucle #1 (6.8 min.). Ceci explique l'augmentation de température moyenne au fond du puits #3 par rapport au puits #1. En effet, le temps de cyclage plus important résulte en un temps de fermeture plus long et conséquemment en une accumulation de liquide plus important au niveau de puits #3 que du puits #1.

Les Figure 11.47 à Figure 11.49 présentent la distribution de température momentanée pour la boucle #1 pour des conditions particulières :

- Ouverture de l'élément détendeur (412.7 min).
- Fermeture de l'élément détendeur (414.2 min).
- Augmentation de la température au fond du puits causé par les effets de gravité (414.9 min).

Bien que le comportement soit semblable à celui analysé pour la boucle #2, nous rappelons que la distribution de température moyenne de la boucle #1 (*voir* Figure 11.37) est différente de celle de la boucle #2. Ainsi, le phénomène d'augmentation de température par gravité est moins présent que pour la boucle #2.

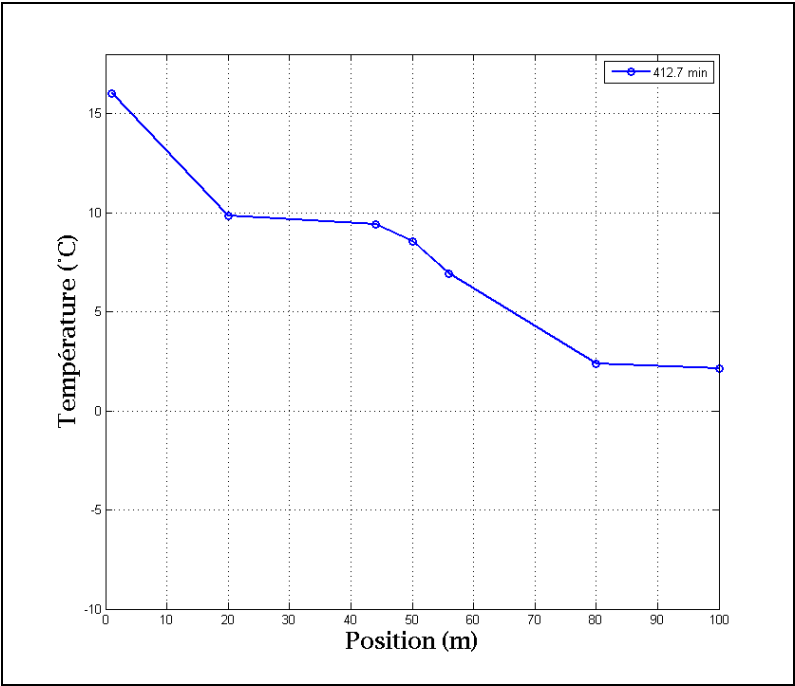


Figure 11.47 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #1 (412.7 min.)

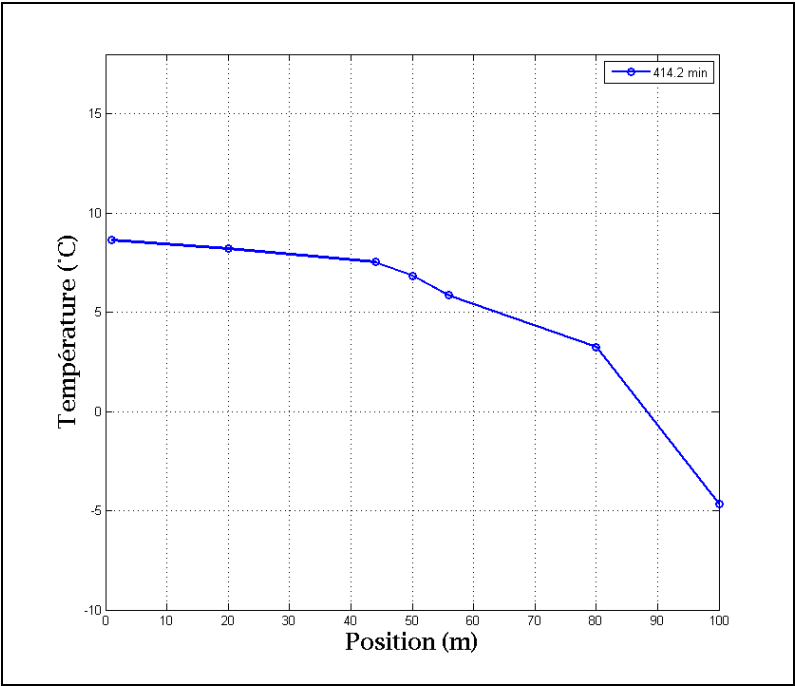


Figure 11.48 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #1 (414.2 min.)

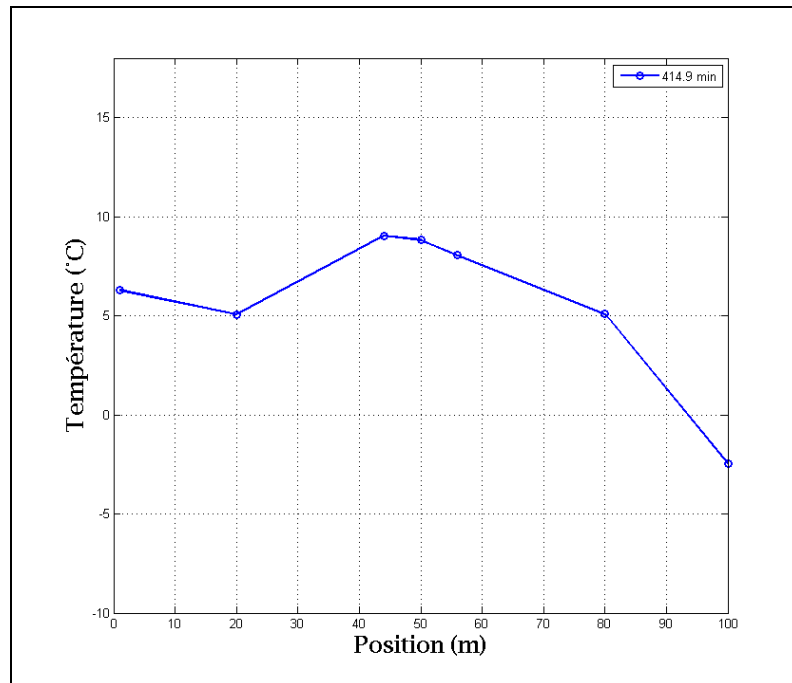


Figure 11.49 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #1 (414.9 min.)

Les Figure 11.50 à Figure 11.52 présentent la distribution de température momentanée pour la boucle #3 pour des conditions particulières :

- Ouverture de l'élément détendeur (443.8 min).
- Fermeture de l'élément détendeur (444.8 min).
- Augmentation de la température au fond du puits causé par les effets de gravité (446.0 min).

Bien que le comportement soit semblable à celui analysé pour la boucle #2, nous rappelons que la distribution de température moyenne de la boucle #3 (voir Figure 11.46) est différente de celle de la boucle #2. Ainsi, le phénomène d'augmentation de température par gravité est moins présent que pour la boucle #2.

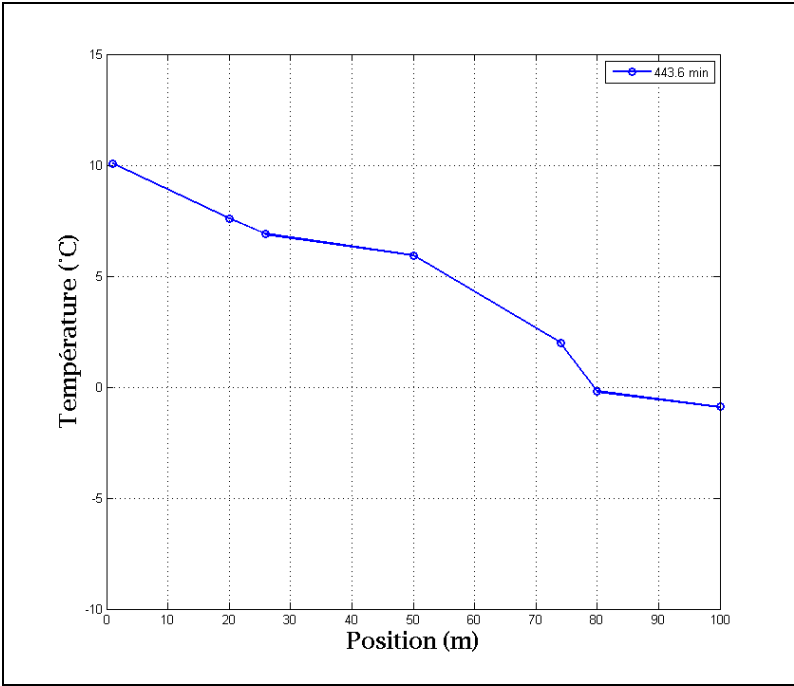


Figure 11.50 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #3 (443.8 min.)

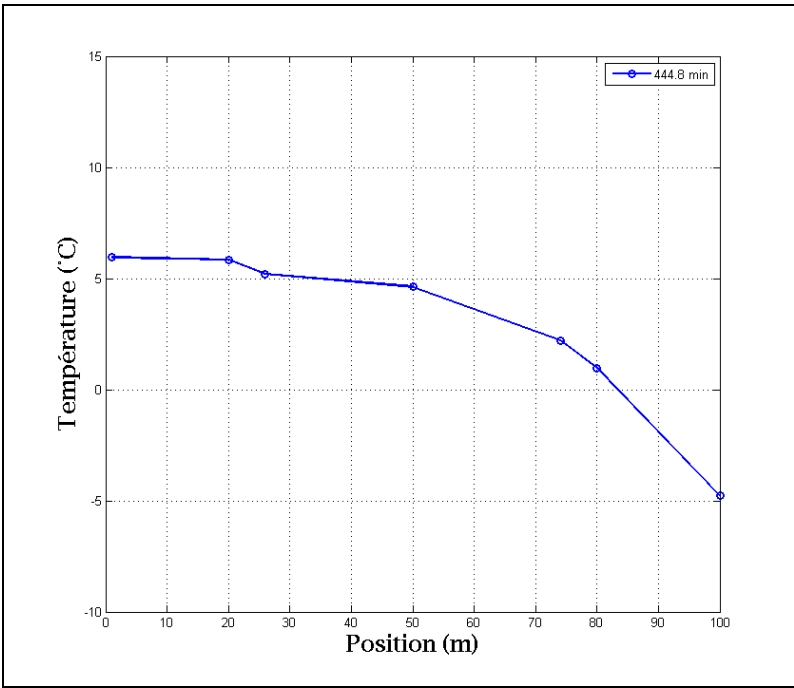


Figure 11.51 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #3 (444.8 min.)

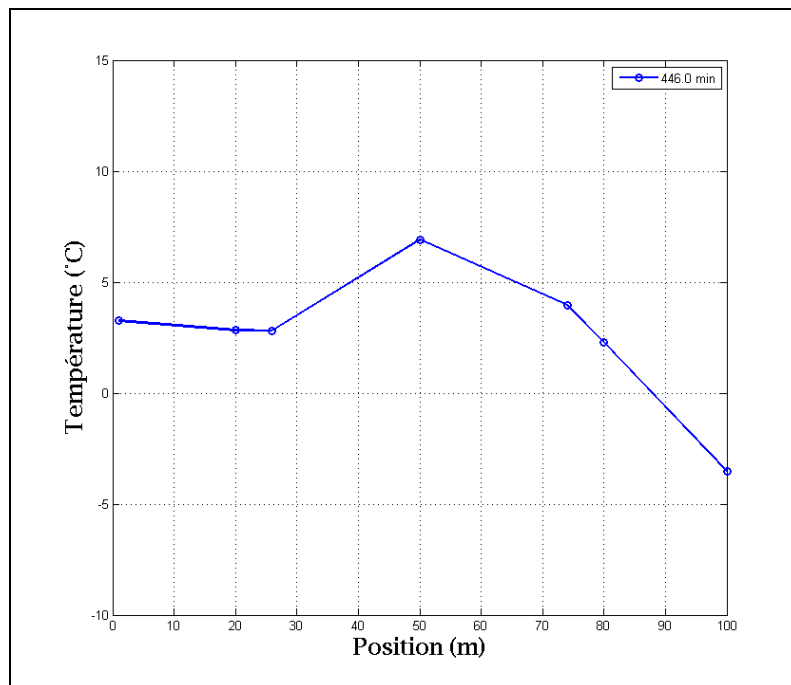


Figure 11.52 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #3 (446.0 min.)

De façon momentanée, il est possible d'observer sensiblement le même comportement de distribution de température dans les boucles #1 et #3 que dans la boucle #2. Toutefois, l'analyse de l'évolution temporelle de ces températures permet de considérer que l'effet transitoire d'accumulation de réfrigérant liquide au fond du puits est moins prononcé que pour la boucle #2.

Pour les tests effectués, ayant des temps de fonctionnement courts, la distribution non uniforme de réfrigérant ne semble pas pénaliser de façon significative les performances. Toutefois, lors d'une utilisation soutenue ou continue, il est à noter que cette situation peut entraîner un déséquilibre significatif d'extraction de chaleur et conséquemment d'abaissement de température par rapport à une situation avec distribution uniforme. La longueur de puits effective en opération du système est ainsi réduite par rapport à la situation de conception.

11.5 Tests avec ajustements des vis de surchauffe statique

Plusieurs tests ont été effectués selon la méthodologie décrite précédemment. Ainsi, le système a été mis en fonction selon les conditions usuelles d'usine. Par la suite, des ajustements ont été réalisés sur les vis d'ajustement de la surchauffe statique des trois valves de détente thermostatique afin d'équilibrer les écoulements dans les boucles. À la suite d'un ajustement, un temps minimum de dix minutes été observé avant de procéder à d'autres ajustements.

La Figure 11.53 présente les résultats de surchauffe pour le fonctionnement initial du système sans ajustements par rapport aux conditions d'usine. Les oscillations de la surchauffe commune résultent des phénomènes de pompage des boucles #1 et #3. Concernant la boucle #2, nous observons que sa surchauffe est pratiquement constante. Ce comportement résulte du fait que le débit de réfrigérant dans la boucle est faible et est accord avec les observations faites antérieurement pour cette boucle. L'objectif des ajustements des vis de surchauffe statique de chacune des trois valves d'expansion vise à réaliser une distribution uniforme dans les boucles et de diminuer les effets de pompage.

De multiples ajustements ont été réalisés lors d'un test de plus de 600 minutes. Tel que présenté sur la Figure 11.54 il est possible de constater, par les oscillations de surchauffe, que certains ajustements ont permis d'avoir un débit significatif dans la boucle #2. Toutefois, les comportements de pompage et/ou de débit massique quasi nul dans une boucle ont été présents tout le long de l'essai.

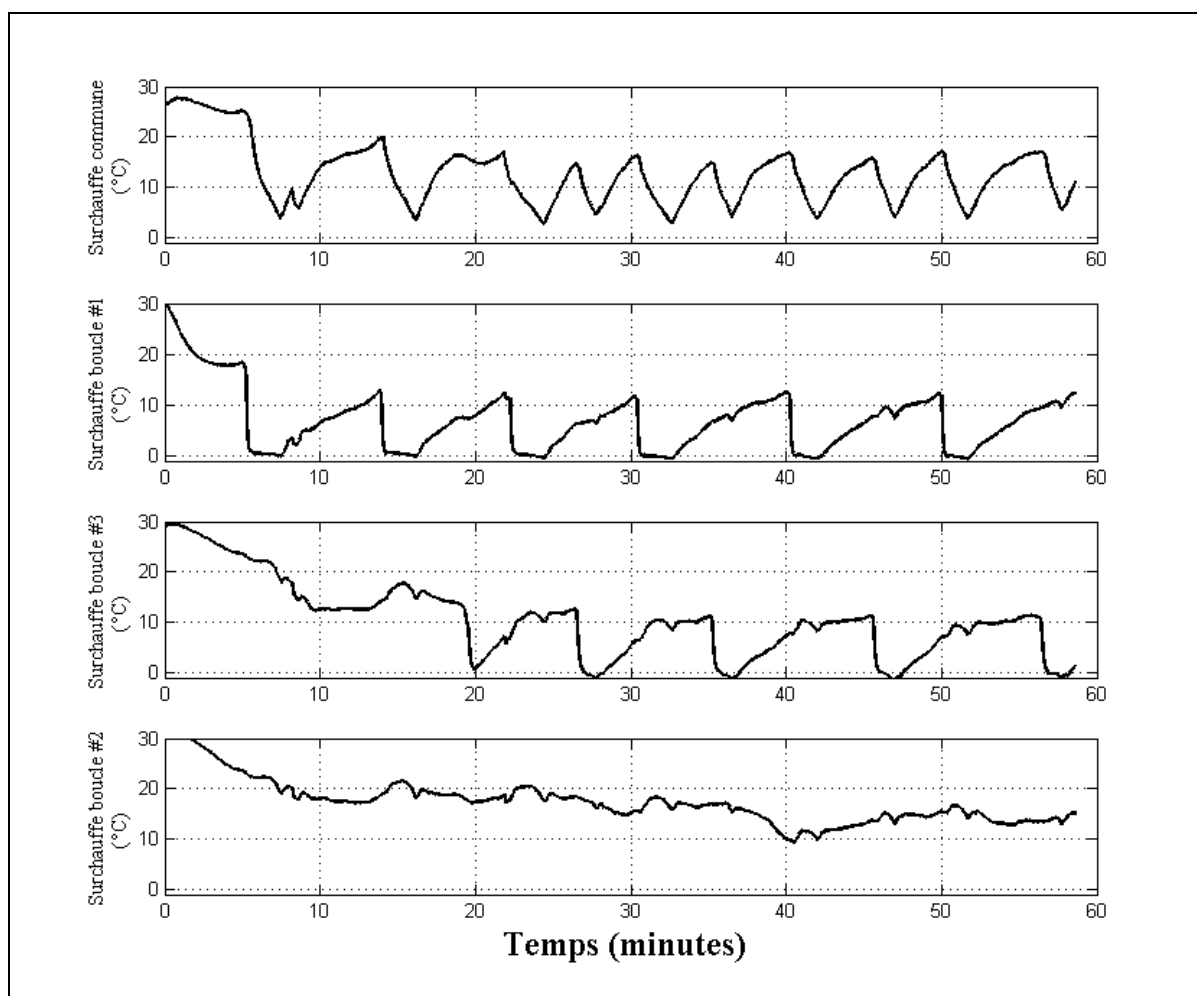


Figure 11.53 Évolution des surchauffes des boucles, sans ajustement

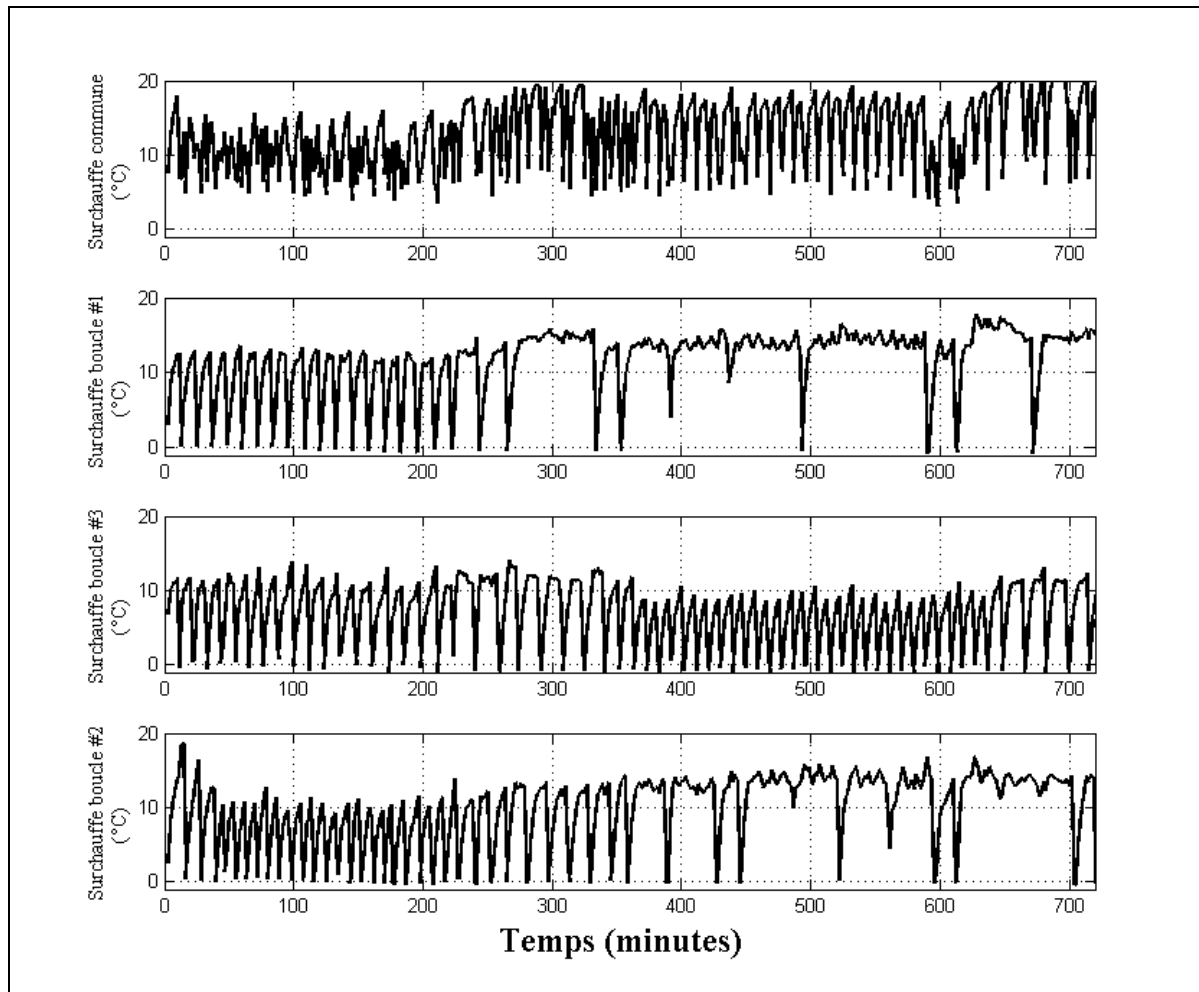


Figure 11.54 Évolution des surchauffes des boucles, avec ajustements

11.6 Résumé

Ce chapitre présente les résultats expérimentaux des tests effectués afin d'analyser le comportement d'un évaporateur constitué de boucles en parallèle. Le système actuel étant constitué de trois boucles géothermiques en parallèle, une situation de distribution non uniforme est susceptible de se produire.

Dans un premier temps, des tests ont été réalisés en utilisant une combinaison de deux boucles afin de faciliter l'analyse des résultats. Les tests ont été effectués sur différentes combinaisons de paires de boucles activées. Les résultats obtenus pour chaque catégorie de tests sont différents. L'analyse de l'évolution spatiale et temporelle des paramètres d'opération

de chacune des boucles a été réalisée afin d'obtenir une appréciation du comportement dynamique de ces composantes du circuit frigorifique.

Finalement des tests, effectués avec les trois boucles activées en parallèle ont été réalisés. Ces tests ont démontré la constante non-uniformité de distribution de débit massique dans les écoulements en parallèle. De plus, en dépit des tentatives d'ajustement des vis de surchauffe statique des éléments détendeurs, les effets de pompage et de distribution non uniforme ne se sont pas estompés.

CHAPITRE 12

COMPARAISON DU MODÈLE D'ÉCHANGEUR DE CHALEUR RÉFRIGÉRANT-SOL AVEC LES RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX

Ce chapitre présente la comparaison expérimentale du modèle numérique de l'échangeur de chaleur réfrigérant-sol en mode condenseur et évaporateur. Ce processus vise à comparer le modèle à l'égard de la représentation qualitative des phénomènes observés sur le banc d'essai expérimental et présentés dans les chapitres précédents.

Tel que présenté dans les chapitres précédents, le banc d'essai possède une instrumentation limitée ne permettant pas de mesurer la variation temporelle et spatiale de tous les paramètres de fonctionnement du système. Ainsi, à titre d'exemple, la distribution de débit massique dans les boucles en parallèles, les propriétés thermophysiques du coulis et du sol adjacents au puits sont des paramètres non mesurés ou non connus. Ces paramètres constituent toutefois des valeurs importantes pour l'imposition de conditions aux frontières au niveau de modèle de simulation. De plus, certains paramètres tels la distribution de pression le long d'une boucle et la distribution précise de température le long de la boucle, ne sont mesurés qu'en un nombre restreints d'endroits. Ainsi, la comparaison des résultats de simulation avec les résultats mesurés peut s'avérer ardue et incertaine.

Face à la complexité du phénomène à modéliser et à l'incertitude au niveau de plusieurs paramètres de fonctionnement, les résultats de simulation présentés dans ce chapitre vise à démontrer l'aptitude du modèle à représenter qualitativement les phénomènes physiques observés. Afin de simplifier la modélisation et la représentation des résultats, seuls les paramètres et propriétés de la boucle insérés dans le puits seront présentés. Ainsi, la boucle est constitué de deux tubes de 30 mètre de longueur chacun.

Le Tableau 12.1 présente les paramètres physiques de l'échangeur utilisés pour la simulation

Tableau 12.1 Paramètres de l'échangeur

Paramètre	Valeur	Unité
Longueur du tube descendant	30	m
Diamètre interne du tube descendant	0.01107	m
Diamètre externe du tube descendant	0.0127	m
Longueur du tube ascendant	30	m
Diamètre interne du tube ascendant	0.0079	m
Diamètre externe du tube ascendant	0.0095	m
Masse volumique de la paroi du tube	8800	kg/m ³
Conductivité thermique de la paroi du tube	50	W/m.K
Chaleur massique de la paroi de tube	480	J/kg.K
Diamètre du puits	0.0762	M
Conductivité thermique du coulis	1.0	W/m.K
Conductivité thermique du sol	1.0	W/m.K
Diffusivité thermique du sol	7.4e-7	m ² /s
Température non perturbée du sol	12	°C

12.1 Résultats de simulation: mode condenseur

Différents phénomènes physiques ont été observés dans les chapitres précédents au niveau du comportement dynamique d'un condenseur constitué de boucles en parallèle. Les résultats de simulation permettant d'observer ces phénomènes sont présentés selon cet ordre:

- Analyse d'une seule boucle.
 - Distribution spatiale de température et de pression.
 - Distribution spatiale des paramètres d'opération.
- Analyse de la distribution dans deux boucles en parallèle.
 - Possibilité de combinaisons multiples.

12.1.1 Analyse des boucles #1 et #2

Il a été présenté dans le CHAPITRE 7 que la distribution de température et de pression dans une boucle dépend de la boucle utilisée ainsi que de l'historique thermique de cette boucle. Les résultats de simulation porteront sur le comportement dynamique, considéré lent, du condenseur. Ainsi, les phénomènes rapides de variation de masse et de pression/température du réfrigérant associés au démarrage et/ou à l'activation d'une boucle du système ne seront pas représentés.

Afin de simuler le comportement dynamique de la boucle et de pouvoir comparer les résultats avec les données expérimentales, les simulations ont été réalisées en imposant les propriétés mesurées (pression, température, débit) comme condition d'entrée.

Les résultats des chapitres précédents permettent de considérer que les trois boucles géothermiques du système possèdent des conditions physiques et d'opération différentes. Ces différences ne sont pas directement connues et/ou mesurées. Afin d'obtenir une appréciation sur les paramètres influençant le comportement dynamique des boucles, des simulations ont été réalisées en variant certains paramètres clés dans l'objectif d'obtenir un comportement qualitatif représentatif du comportement mesuré. Ces variations de paramètres ont été effectuées indépendamment sur les boucles. Les résultats présentés dans ce chapitre sont ceux correspondant le mieux, selon notre analyse, à la représentation qualitative du comportement de chaque boucle. Seuls les résultats concernant les tests effectués avec les boucles #1 et #2 seront présentés. En effet nous rappelons que lors du fonctionnement en mode climatisation, l'ordinateur de bord du système sélectionne les combinaisons de boucles activées. Au démarrage du système, la première combinaison de boucles est celle des boucles #1 et #2. Ces boucles démarrent ainsi avec des conditions de sol non perturbé. Cette situation facilite la comparaison avec les résultats de simulation ainsi que l'obtention de résultats de simulation.

Les mesures expérimentales à la base de cette simulation indiquent que le débit total de réfrigérant dans le circuit est de 0.06 kg/s. Les débits simulés dans les boucles #1 et #2 ont respectivement été ajustées de façon à obtenir des pertes de charges similaires pour les deux boucles et des distributions de températures similaires à celles mesurées sur le banc d'essai. Ainsi le débit simulé pour la boucle #1 est de 0.015 kg/s et celui de la boucle #2 est de 0.045 kg/s. La quantité totale de chaleur rejetée par le condenseur lors de l'essai expérimental est de 12 874 W.

La Figure 12.1 présente la distribution de température (mesurée et simulée) dans la boucle #1 en régime quasi-permanent. Il est possible de remarquer que le modèle de simulation est en mesure de donner une représentation qualitative de la distribution de température mesurée. Ainsi, on note le phénomène de changement de phase ainsi que le phénomène de variation de pression causée par la composante gravitationnelle.

La Figure 12.2 présente les distributions spatiales, pour la solution en régime quasi-permanent, des différentes températures simulées. Ainsi, les températures du réfrigérant, de la paroi du tube, du coulis ainsi que la paroi du puits sont présentées. Notons que les distributions de température du coulis et de la paroi du tube sont représentées de façon symétrique le long de la longueur du tube en U. Le phénomène d'interférence thermique entre les tubes ascendant et descendant est observable sur cette figure. Dans un premier temps il est possible d'observer que la température du coulis, telle que vue par le réfrigérant à la sortie de la boucle, est supérieure à celle prévalant en amont. Cette augmentation de température, résultant de l'interférence thermique avec le tube descendant contenant du réfrigérant sous forme de vapeur surchauffée à son entrée, peut contribuer à diminuer le sous-refroidissement de la boucle. Cette diminution du sous-refroidissement pénalise les performances énergétiques du système et est non désirable.

La Figure 12.3 présente, quant à elle, la distribution spatiale de certains paramètres simulés pour la solution en régime quasi-permanent. Sur cette figure, on note la variation de pression au fond du puits causant la variation de température du mélange diphasique, la distribution

spatiale du titre ainsi que la variation du coefficient de convection. Ce coefficient de convection varie selon la nature de l'écoulement mais également lors du passage du tube descendant vers le tube ascendant pour lesquels les diamètres sont différents. On note, pour cette situation, que le changement de phase s'effectue majoritairement dans le tube descendant. Selon les conditions de simulation, le transfert de chaleur au niveau de l'écoulement est de 4016 W.

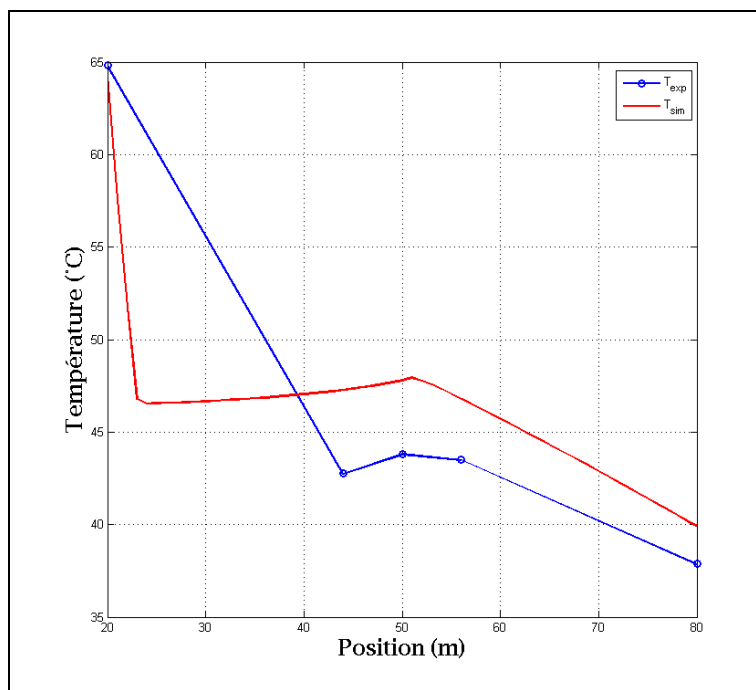


Figure 12.1 Distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #1

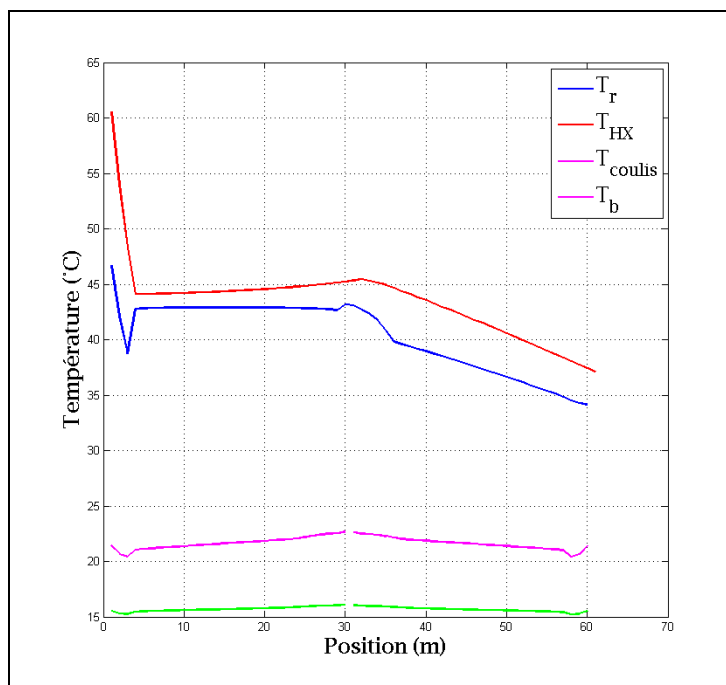


Figure 12.2 Distribution spatiale des températures simulées au niveau de la boucle #1

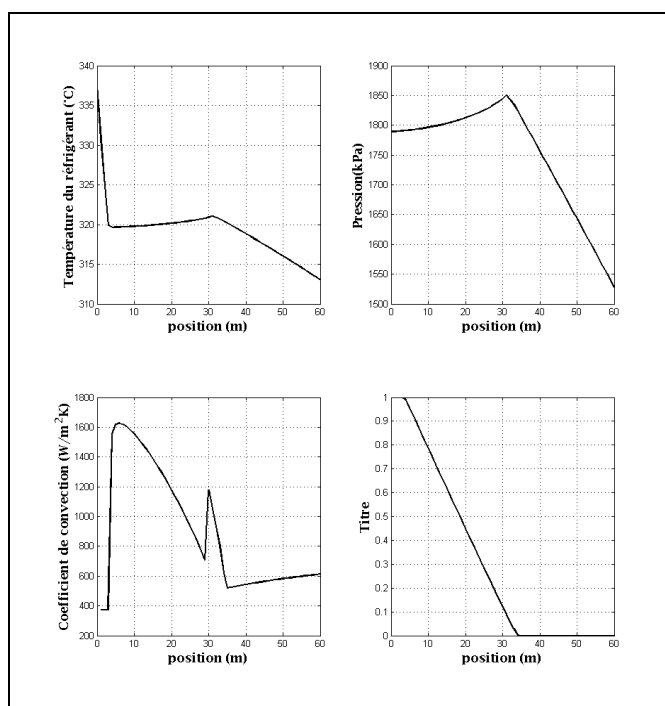


Figure 12.3 Distribution spatiale des paramètres simulés au niveau de la boucle #1

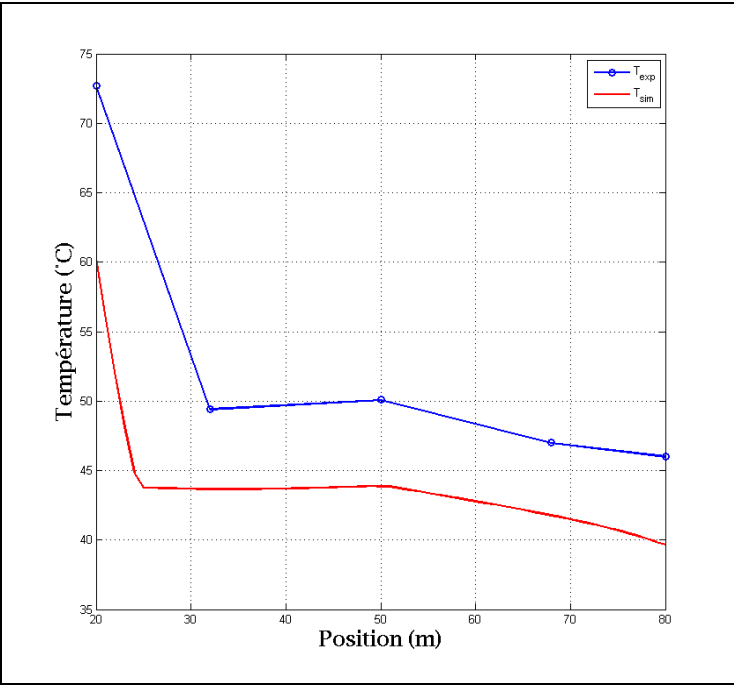


Figure 12.4 Distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #2

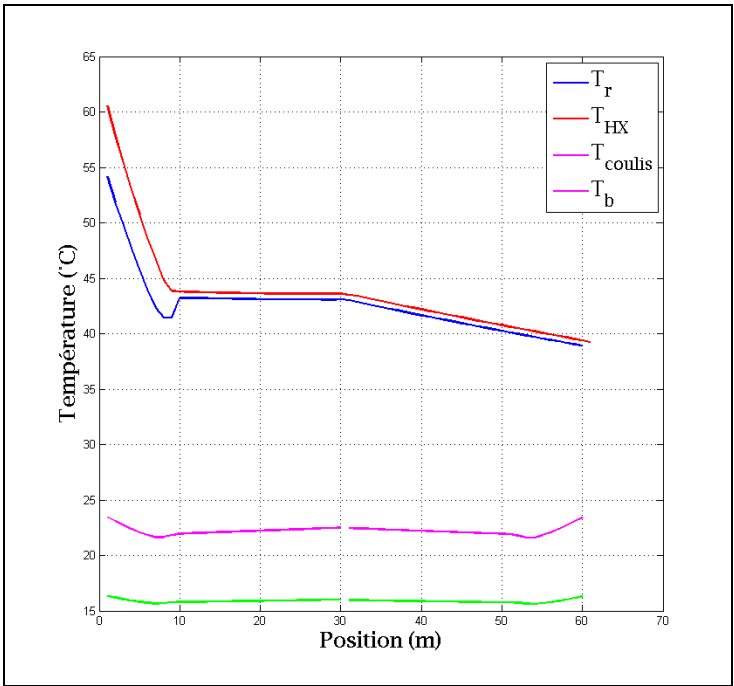


Figure 12.5 Distribution spatiale des températures simulées au niveau de la boucle #2

La Figure 12.4 présente la distribution de température (mesurée et simulée) dans la boucle #2 en régime quasi-permanent. Il est possible de remarquer que le modèle de simulation est en mesure de donner une représentation qualitative de la distribution de température mesurée.

La Figure 12.5 présente les distributions spatiales, pour la solution en régime quasi-permanent, des différentes températures simulées. Ainsi, les températures du réfrigérant, de la paroi du tube, du coulis ainsi que la paroi du puits sont présentées. Le phénomène d'interférence thermique entre les tubes ascendant et descendant est observable sur cette figure. Dans un premier temps il est possible d'observer que la température du coulis, telle que vue par le réfrigérant à la sortie de la boucle, est supérieure à celle prévalant en amont. Cette augmentation de température, résultant de l'interférence thermique avec le tube descendant contenant du réfrigérant sous forme de vapeur surchauffée à son entrée, peut contribuer à diminuer le sous-refroidissement de la boucle. Cette diminution du sous-refroidissement pénalise les performances énergétiques du système et est non désirable.

La Figure 12.6 présente, quant à elle, la distribution spatiale de certains paramètres simulés pour la solution en régime quasi-permanent. Sur cette figure, on note que la variation de pression au fond du puits est moins importante que pour la boucle #1; le réfrigérant étant un mélange diphasique. On note, pour cette situation, que le changement de phase s'effectue le long du tube descendant ainsi que le long du tube ascendant. De plus le réfrigérant sort de la boucle sous forme de mélange diphasique, ce qui est cohérent avec les résultats expérimentaux obtenus. Selon les conditions de simulation, le transfert de chaleur au niveau de l'écoulement est de 8360 W.

Le transfert de chaleur total simulé pour les deux boucles est de 12 376 W. Ce résultat représente un écart de -3.9% par rapport à la valeur mesurée et est considéré satisfaisant.

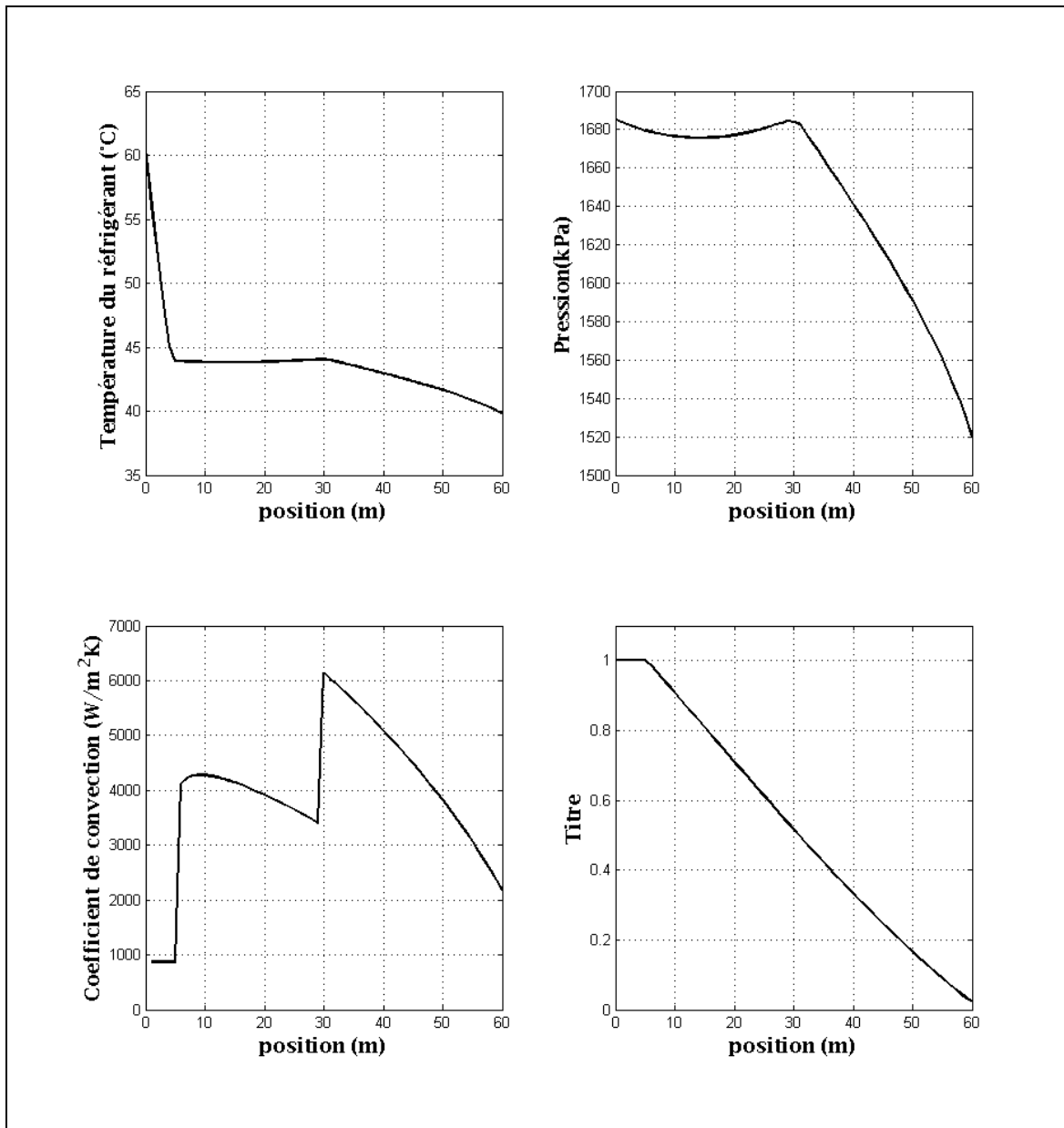


Figure 12.6 Distribution spatiale des paramètres simulés au niveau de la boucle #2

Les résultats de simulation correspondent bien au niveau de la distribution spatiale des propriétés avec celles mesurées lors des essais. Toutefois, la résultante obtenue au niveau de la distribution de débit massique va à l'encontre des conclusions obtenues par l'analyse des données expérimentales. Dans la section 7.3.1 nous avons conclu, selon les résultats expérimentaux, que le débit massique de la boucle #1 était supérieur à celui de la boucle #2.

La disparité des conclusions entre les résultats expérimentaux et les résultats de simulation démontrent la complexité du phénomène à analyser ainsi qu'à modéliser. Nous rappelons, que plusieurs paramètres physiques et d'opération sont inconnus au niveau du montage expérimental ce qui complexifie l'analyse des résultats. Nous rappelons également que selon les résultats expérimentaux et les multiples tests effectués sur le banc d'essai, la boucle #2 opère différemment de la boucle #1 et #3 et que la source de cette différence n'est pas identifiée.

Nous présenterons également dans la section suivante une problématique supplémentaire pour l'analyse de la distribution de débit massique dans les écoulements en parallèle. Cette problématique résulte de la possibilité de combinaisons multiples de distribution de débit massique pour un même ensemble de conditions d'opération.

12.1.2 Distribution de débit massique dans les boucles

La distribution de débit massique dans des boucles en parallèles avec un fluide en changement de phase est un phénomène complexe à modéliser. Tel que présenté par Natan (2003) et Akawaga (1971), la distribution de débit massique dans les écoulements en parallèle dépend de plusieurs facteurs et pour un même ensemble de conditions fixes, plusieurs solutions (jusqu'à cinq) sont possibles. Les principaux facteurs pouvant influencer la distribution de débit massique dans les écoulements en parallèle sont, sans s'y limiter:

- Les effets gravitationnels (inclinaison des tubes, état du fluide).
- Perte de charge par frottement.
- Pertes de charge singulières.
- Taux de transfert de chaleur linéique.

Nous rappelons, pour le problème à modéliser, les caractéristiques particulières de l'échangeur de chaleur:

- Échangeur en U vertical.

- L'inclinaison du puits foré dans lequel est insérer le tube en U vaut environ 30° par rapport à la verticale.
- En mode condenseur, le tube descendant à un diamètre plus important que le tube ascendant.
- Les tubes sont joints à leur extrémité par un embout soudé.
- Les conditions de transfert thermique au niveau du coulis et du sol peuvent varier radialement et axialement; le relevé du forage et le contrôle de qualité dans le colmatage du puits avec le coulis thermique n'ont pas été réalisés. De plus, des tests de conductivité thermique du sol n'ont pas été réalisés.
- Fonctionnement dynamique.
 - Les écoulements de réfrigérant dans les boucles varient de façon spatiale et temporelle.

Ainsi, pour le problème à modéliser, plusieurs paramètres à imposer dans la modélisation sont, à priori, inconnus. Certaines hypothèses sont alors posées sur ces paramètres. L'analyse des résultats de modélisation et leur comparaison avec les résultats expérimentaux permet de raffiner et appuyer les hypothèses.

Afin de mieux cerner la problématique de distribution de débit massique de réfrigérant dans boucles en parallèle en mode condenseur, plusieurs modélisation ont été réalisées. L'objectif étant de qualifier l'influence de certains paramètres sur la distribution, la méthodologie adoptée consiste à faire varier un seul paramètre durant les simulations.

12.1.3 Variation de la chute de pression en fonction de débit massique

Pour des écoulements en parallèle, la distribution de réfrigérant s'effectue de sorte que la chute de pression est identique pour tous les écoulements. La Figure 12.7 présente la chute de pression dans une boucle en fonction du débit massique. Les résultats de simulation sont obtenus en considérant un régime quasi-permanent (après 120 minutes de simulation). Les résultats obtenus sont en accord avec les publications de Natan (2003) et Akawaga (1971).

Ainsi, selon les résultats obtenus il est possible de constater que, pour une chute de pression donnée, il est possible d'obtenir trois débits massiques différents.

Les Figure 12.9 à Figure 12.13 présentent les résultats de simulation au niveau de la distribution de pression et du titre pour trois débits massiques différents donnant une chute de pression semblables. Il est possible de remarquer sur ces figures que l'état du réfrigérant le long de l'échangeur ainsi que la variation spatiale de pression varie d'un cas à l'autre.

Pour le cas présenté à la Figure 12.9 nous remarquons que le changement de phase mélange diphasique-liquide se fait dans le tube descendant et les effets gravitationnels deviennent importants, associés à la présence du réfrigérant liquide.

Pour le cas présenté à la Figure 12.11 nous remarquons que le changement de phase mélange diphasique-liquide se produit vers la fin du tube ascendant. Les effets gravitationnels au fond du puits sont moins importants que pour le cas précédent; le fluide étant un mélange diphasique à cet endroit. La chute de pression est importante vers la fin du changement de phase.

Pour le cas présenté à la Figure 12.13 le changement de phase mélange diphasique-liquide se produit le long de la boucle; l'état du réfrigérant à la fin de la boucle étant encore mélange diphasique. Lié à la présence moindre de réfrigérant liquide le long de la boucle, il est possible de constater que les effets gravitationnels sont moins importants. La variation de pression est ainsi majoritairement associée au frottement.

Les trois situations présentées ci-haut sont susceptibles de se produire lors de l'opération du système de pompe à chaleur géothermique à expansion direct. Tel que présenté au CHAPITRE 7, nous avons observé des conditions de fonctionnement du système pour lequel l'une des deux boucles opérait avec un certain degré de sous-refroidissement alors que l'autre avait encore du mélange diphasique à sa sortie. À la lumière des résultats expérimentaux et

des résultats de simulation obtenus, nous pouvons conclure que cette distribution de réfrigérant dans les boucles en parallèle en mode condenseur est probable.

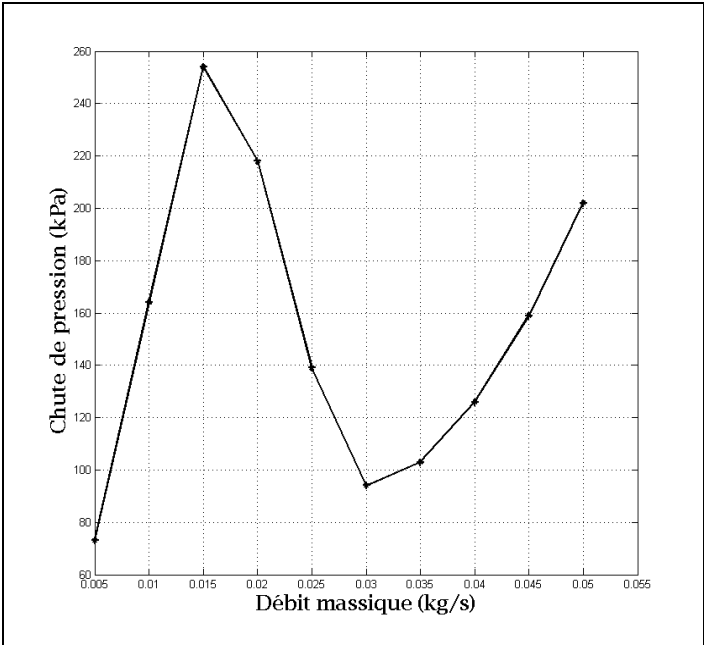


Figure 12.7 Chute de pression en fonction du débit massique

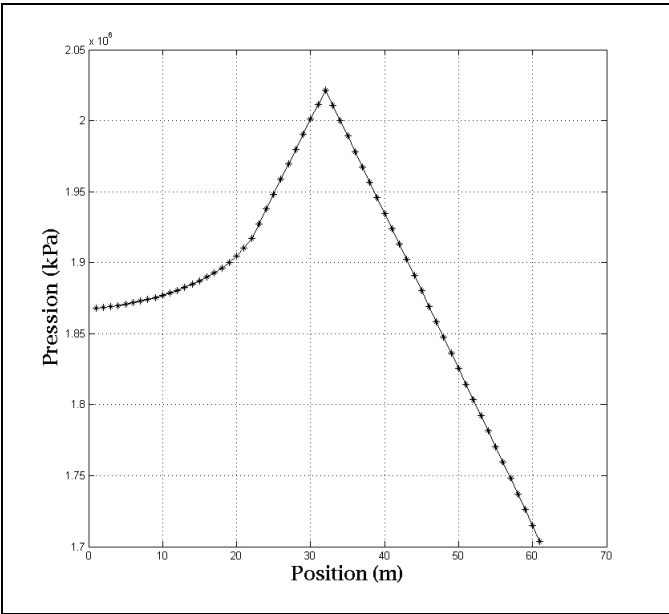


Figure 12.8 Distribution de la pression pour un débit de 0.01 kg/s

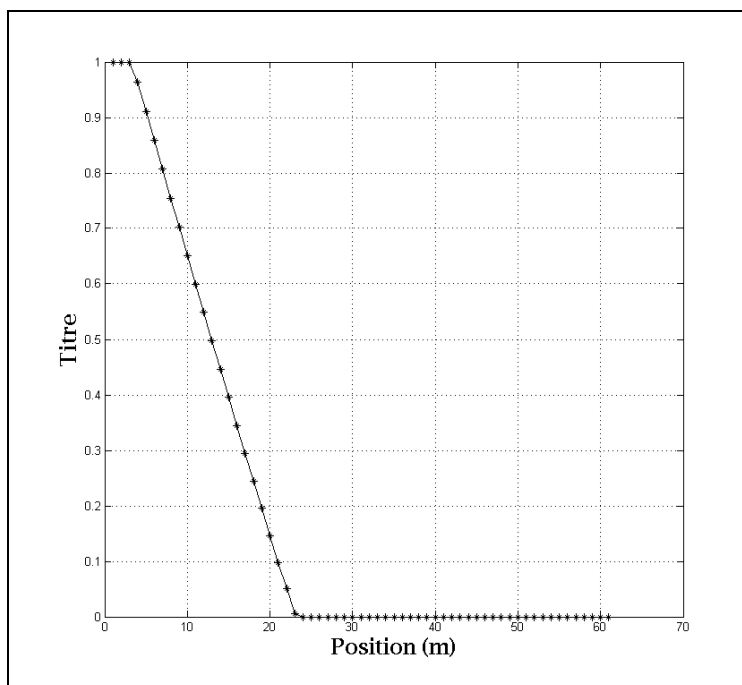


Figure 12.9 Distribution du titre
pour un débit de 0.01 kg/s

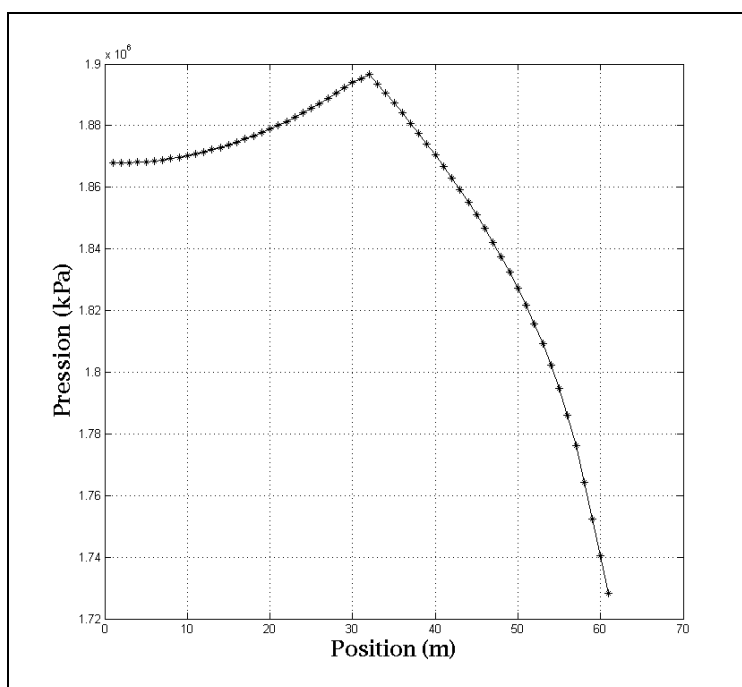


Figure 12.10 Distribution de la pression
pour un débit de 0.025 kg/s

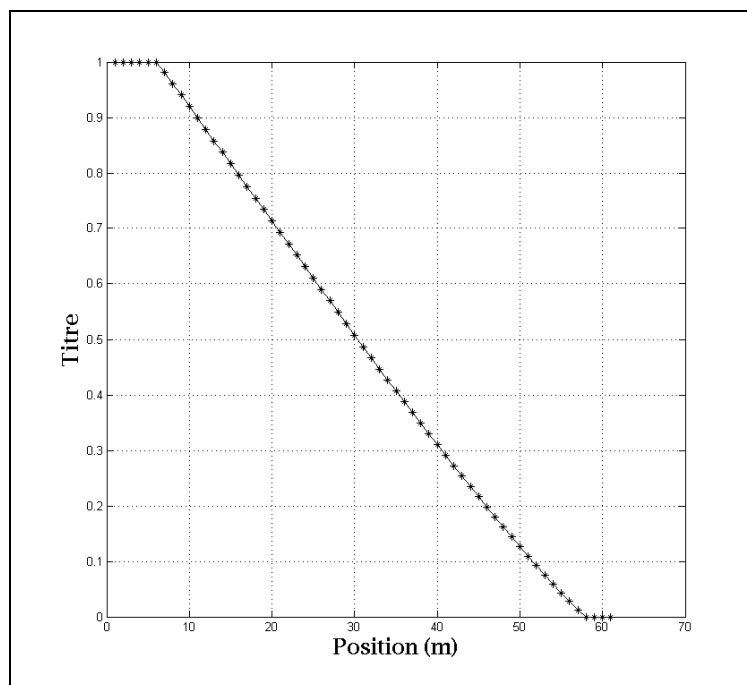


Figure 12.11 Distribution du titre
pour un débit de 0.025 kg/s

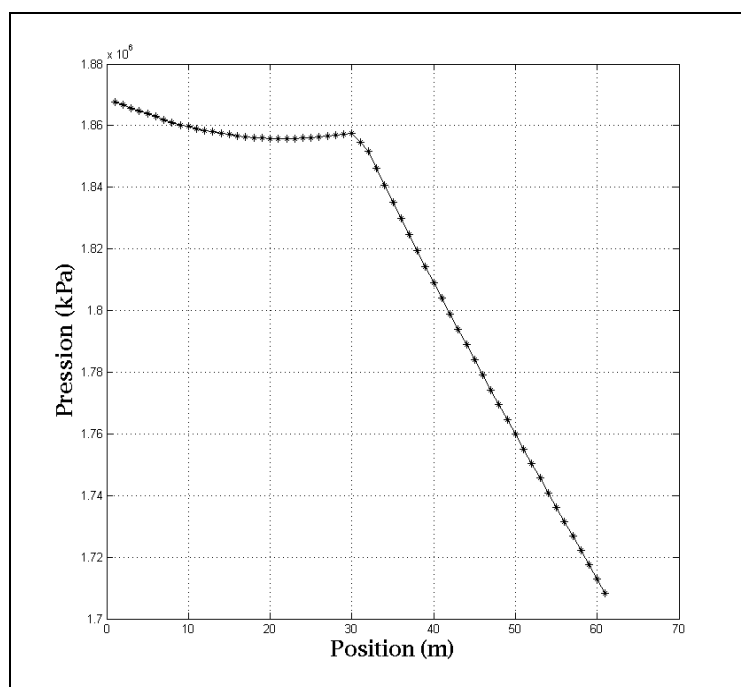


Figure 12.12 Distribution de la pression
pour un débit de 0.045 kg/s

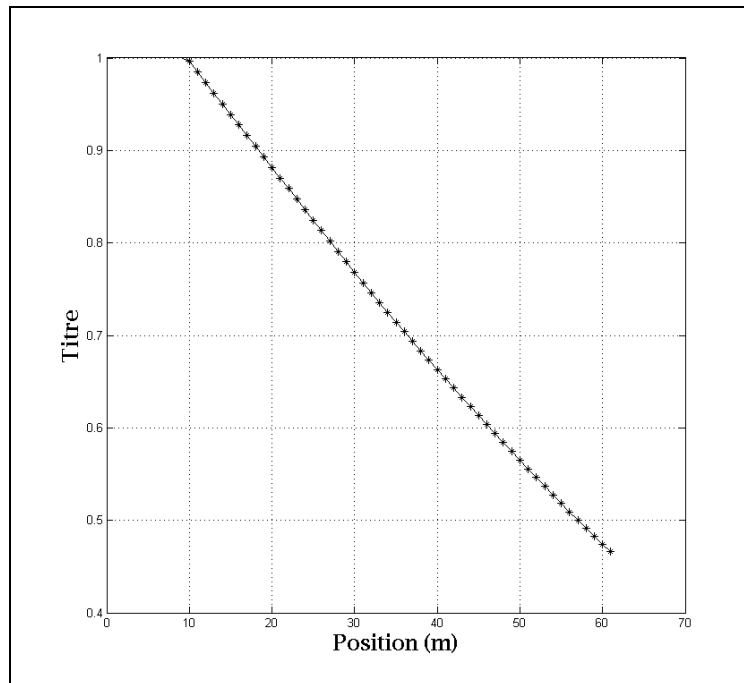


Figure 12.13 Distribution du titre
pour un débit de 0.045 kg/s

Les résultats présentés ci-haut sont obtenus en considérant un régime quasi-permanent. Selon les résultats expérimentaux obtenus, il est possible de constater que le fonctionnement du système est continuellement dynamique. La répartition de réfrigérant dans les boucles est alors sujet à varier dans le temps. Les Figure 12.14 à Figure 12.16 présentent la variation temporelle de la chute de pression dans les boucles pour un débit de réfrigérant donné. Selon les résultats obtenus, la variation temporelle peut être négative ou positive selon le débit massique imposé.

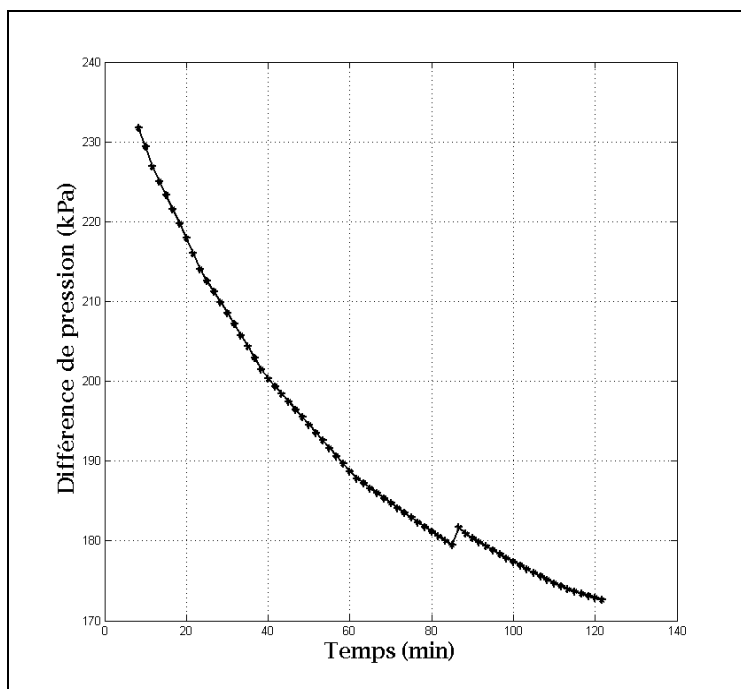


Figure 12.14 Variation temporelle de la chute de pression pour un débit de 0.010 kg/s

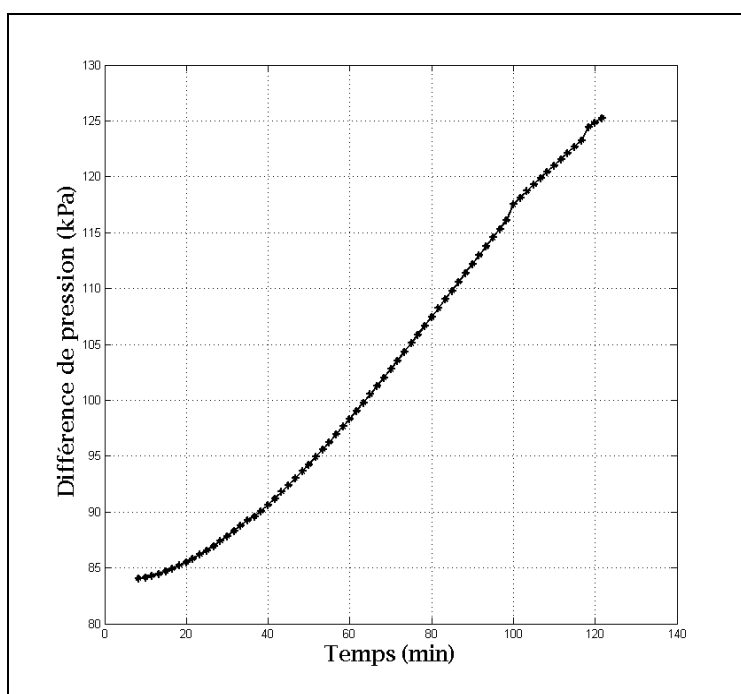


Figure 12.15 Variation temporelle de la chute de pression pour un débit de 0.025kg/s

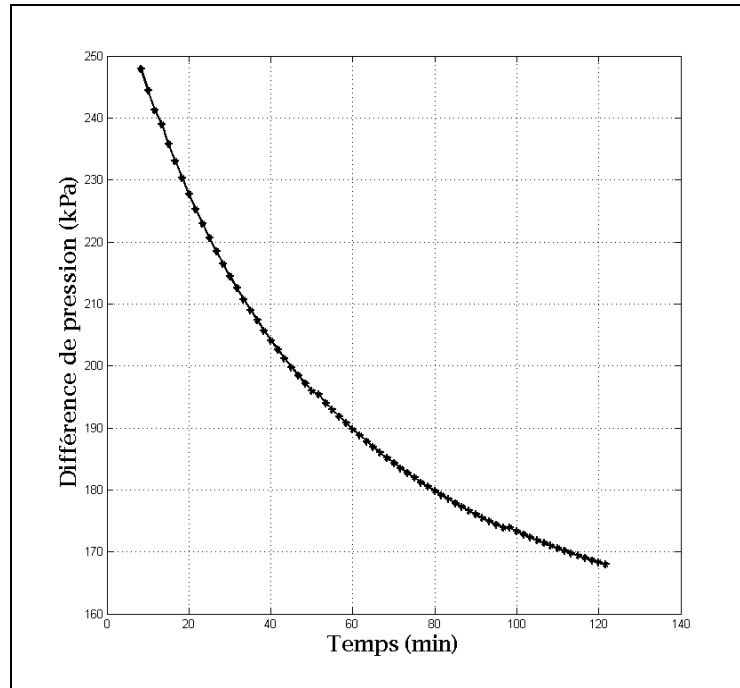


Figure 12.16 Variation temporelle de la chute de pression pour un débit de 0.045 kg/s

Considérant désormais que des conditions différentes existent entre deux boucles. Par exemple, une boucle possède une conductivité thermique du coulis de 2 W/m.K et l'autre de 1.5 W/m.K. La variation de chute de pression en fonction du débit massique a été réalisée pour les deux situations décrites ci-haut et présentées à la Figure 12.17. Pour cette situation, il est possible de remarquer que neuf solutions de distribution de débit massique sont possibles en régime considéré quasi-permanent. De par l'observation de ces résultats, il appert alors que la représentation par simulation de la distribution de débit massique dans les boucles en parallèle est une tâche complexe et incertaine. Ainsi, tel que discuté à la section 12.1.1, l'exercice de représentation par simulation du phénomène de distribution de débit massique mesuré expérimentalement peut s'avérer infructueux. Afin de mieux cerner cette distribution, de l'instrumentation supplémentaire doit être installé sur le banc d'essai. Ceci permettra de réduire le nombre de paramètres inconnus et de renforcer la comparaison ainsi que l'analyse par simulation.

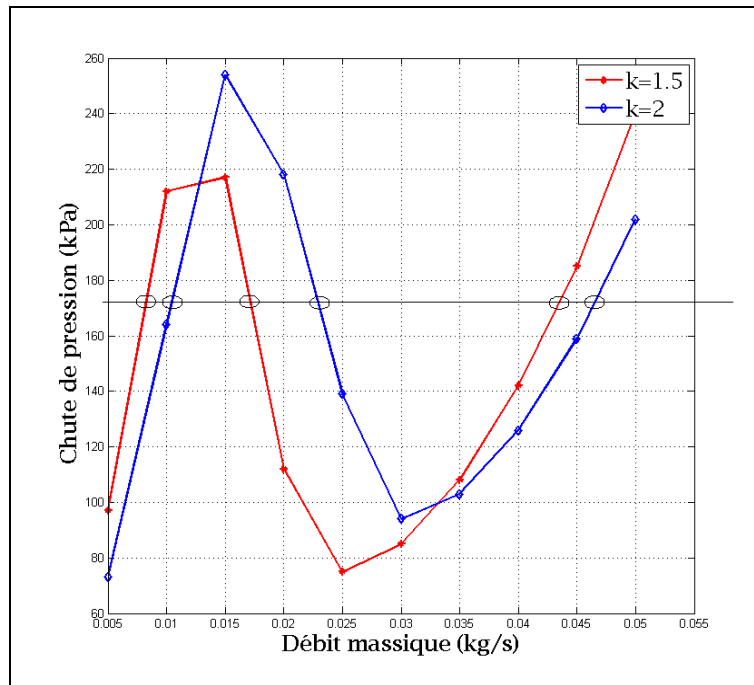


Figure 12.17 Chute de pression en fonction du débit massique

12.2 Résultats de simulation: mode évaporateur

Différents phénomènes physiques ont été observés dans les chapitres précédents au niveau du comportement dynamique d'un évaporateur constitué de boucles en parallèle. Ces résultats ont démontré le comportement dynamique du système; que l'évaporateur soit constitué d'une seule ou de plusieurs boucles. Face à la complexité dynamique du système et du nombre important de propriétés et de paramètres inconnus, les résultats présentés dans cette section seront appliqué à la situation d'un évaporateur constitué d'une seule boucle.

12.2.1 Analyse d'une seule boucle

Il a été présenté dans le CHAPITRE 9 et le CHAPITRE 10 que les paramètres d'opération de l'ensemble élément détenteur-évaporateur sont continuellement variables spatialement et temporellement. La représentation de ce comportement par simulation dépasse les objectifs du présent travail de recherche. Les résultats présentés ont pour objectifs de comparer le modèle quant à la représentation qualitative du comportement à modéliser. Ainsi, des

chapitres précédents présentant les résultats expérimentaux, il a été observé que l'évaporateur opère en pompage. En effet, une sous-alimentation et suralimentation alternée en débit de réfrigérant entraîne une variation de la surchauffe et un phénomène de pompage de l'ensemble élément détendeur-évaporateur.

Dans un premier temps, les résultats des Figure 12.18 à Figure 12.19 présente les résultats de simulation avec un débit massique de réfrigérant faible à l'entrée (0.005 kg/s). Cette situation est qualitativement représentative du comportement de la boucle lorsque l'élément détendeur est fermé. Nous observons, lors de cette situation, une surchauffe à la sortie de la boucle.

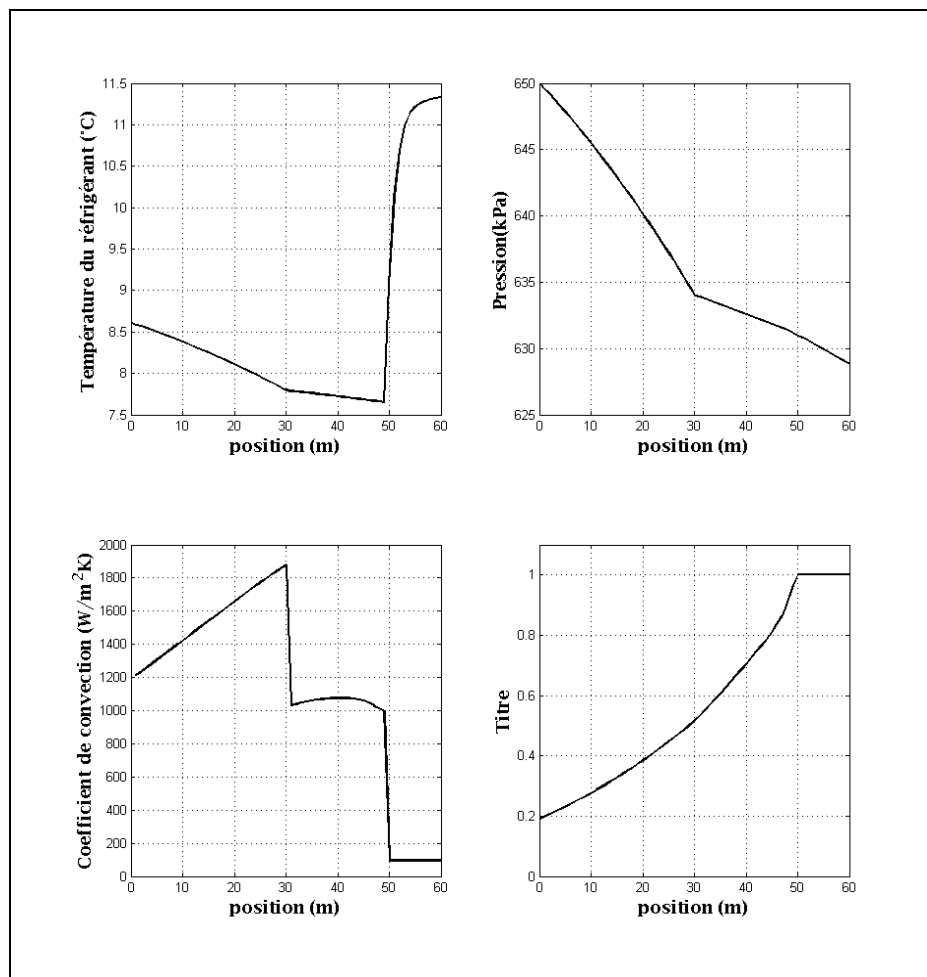


Figure 12.18 Distribution spatiale des paramètres simulés pour un débit faible

Les résultats des Figure 12.20 à Figure 12.21 présente les résultats de simulation avec un débit massique de réfrigérant élevé à l'entrée (0.025 kg/s). Cette situation est qualitativement représentative du comportement de la boucle lorsque l'élément détendeur est ouvert. Nous observons, lors de cette situation, une chute de pression importante dans la boucle de même qu'une surchauffe nulle à la sortie de la boucle.

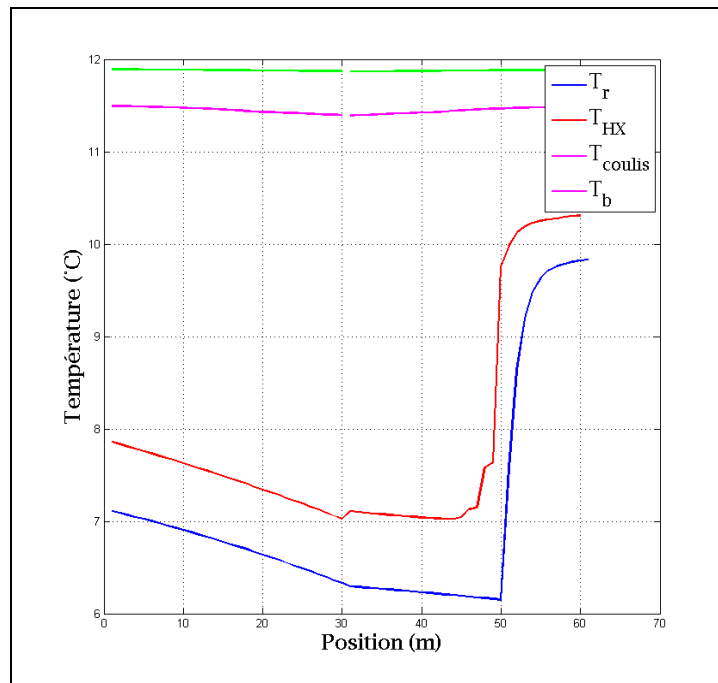


Figure 12.19 Distribution des températures simulées pour un débit faible

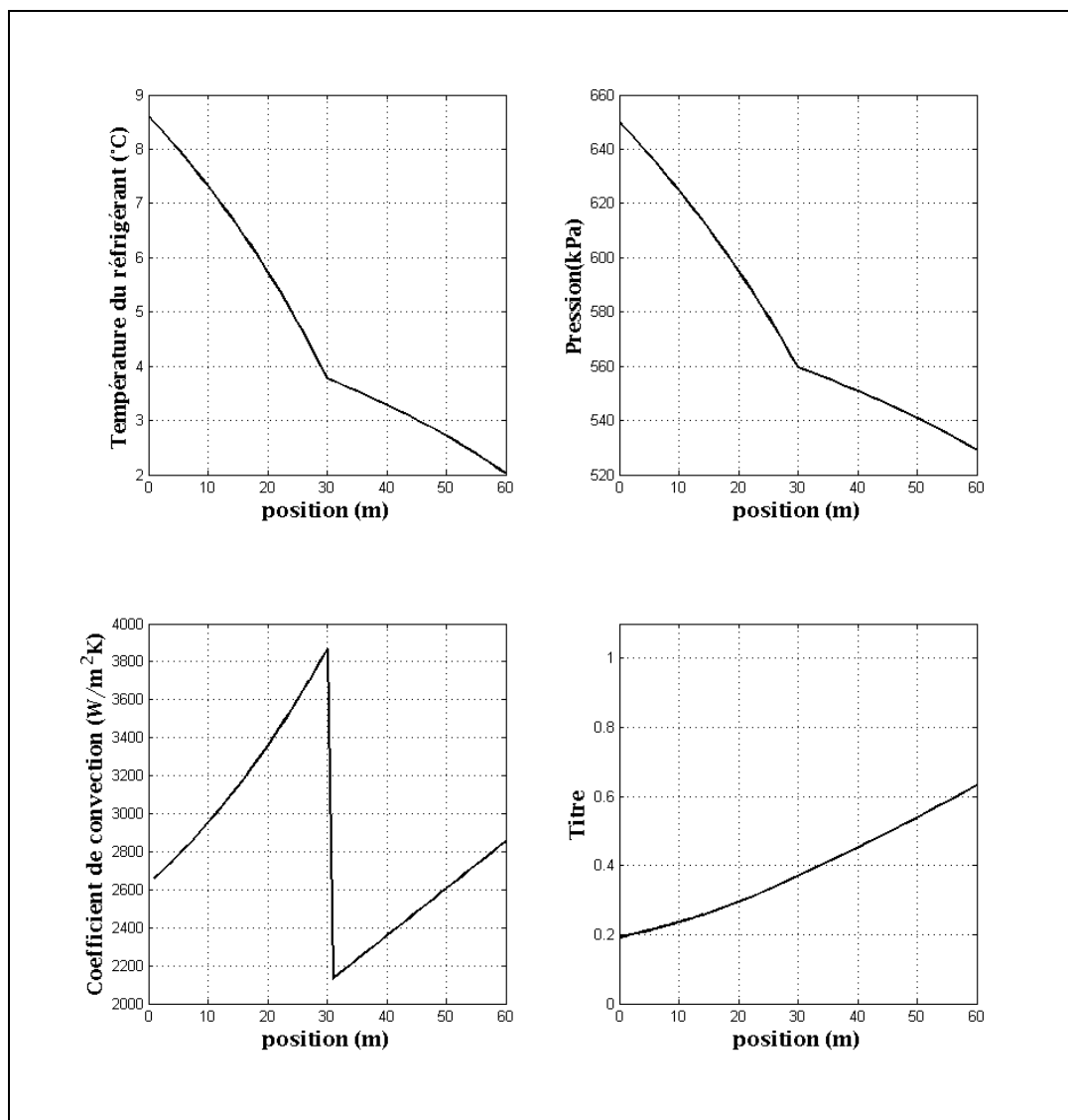


Figure 12.20 Distribution spatiale des paramètres simulés pour un débit élevé

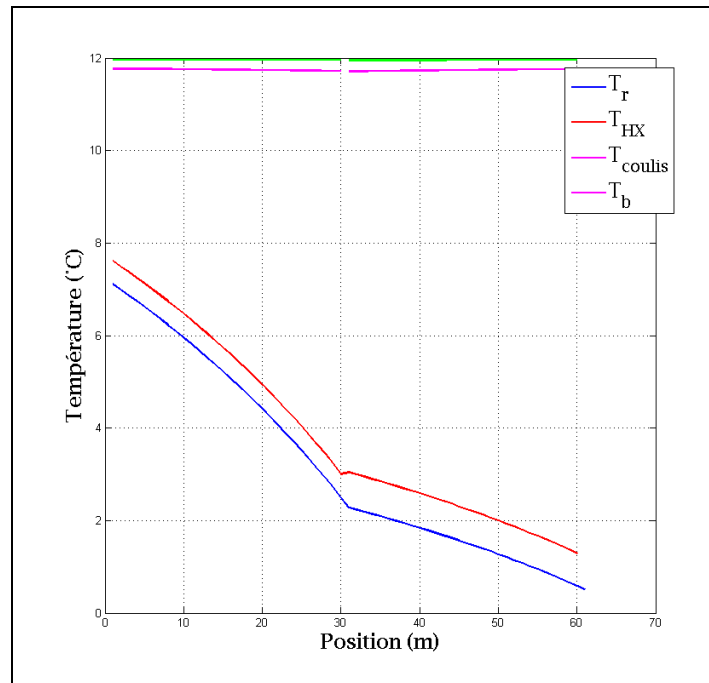


Figure 12.21 Distribution des températures simulées pour un débit élevé

Afin de représenter qualitativement le comportement en pompage de l'ensemble élément détenteur - Figure 12.22 évaporateur, des simulations ont été en faisant varier le débit à l'entrée de l'évaporateur. Les Figure 12.22 à Figure 12.25 présentent l'évolution temporelle de certains paramètres simulés. Tel que présenté dans ces figure le modèle de simulation est en mesure de représenter la résultante comportementale de la boucle lors d'une alternance d'alimentation de débit massique de réfrigérant. Ainsi les variations de pression de sortie, de puissance thermique échangée ainsi que de surchauffe à la sortie de la boucle sont analogues aux résultats mesurés.

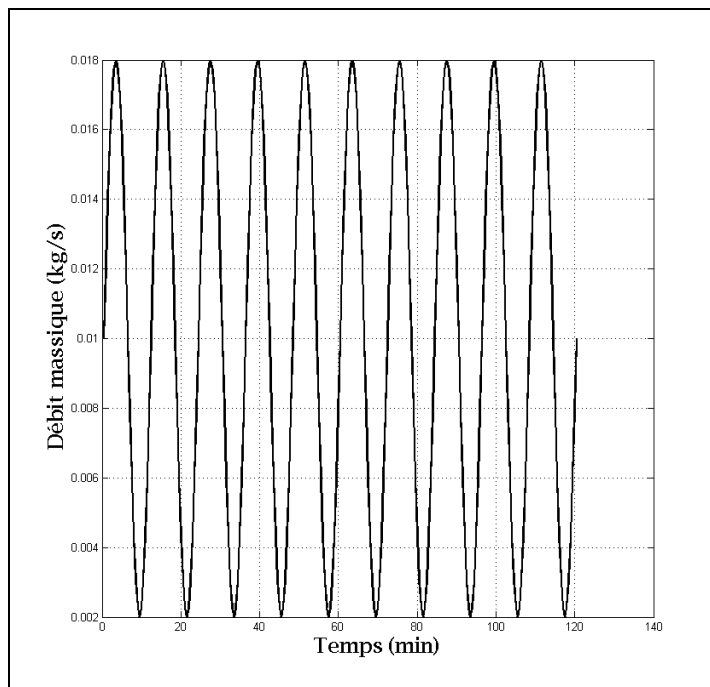


Figure 12.22 Variation temporelle du débit massique imposé à l'entrée

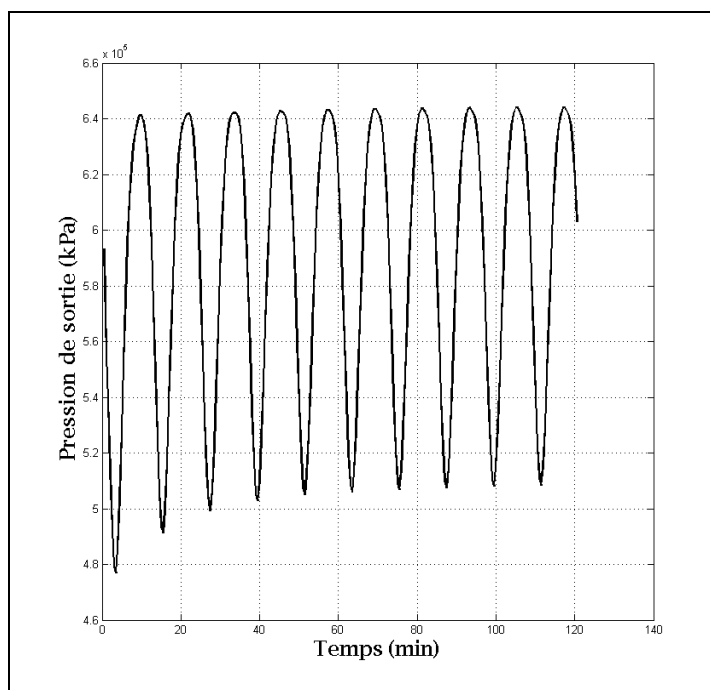


Figure 12.23 Variation temporelle de la pression de sortie

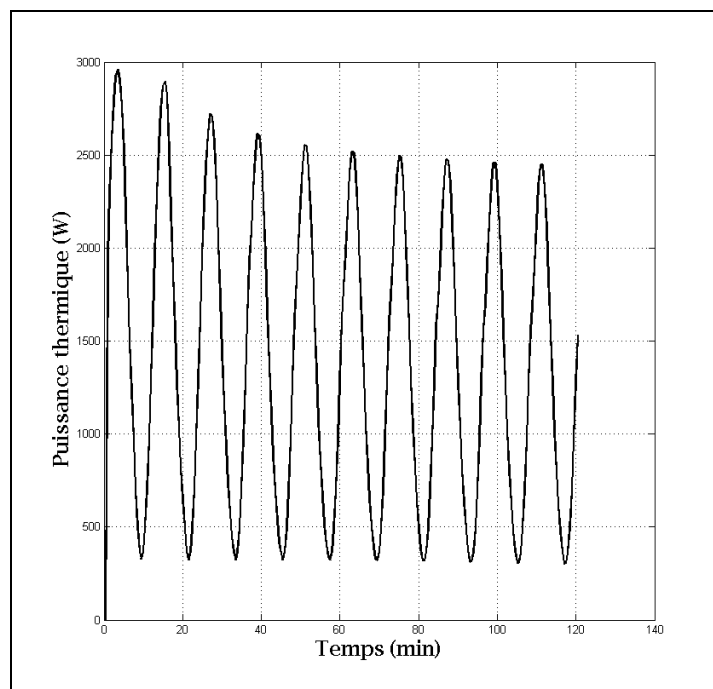


Figure 12.24 Variation temporelle de la puissance thermique de l'évaporateur

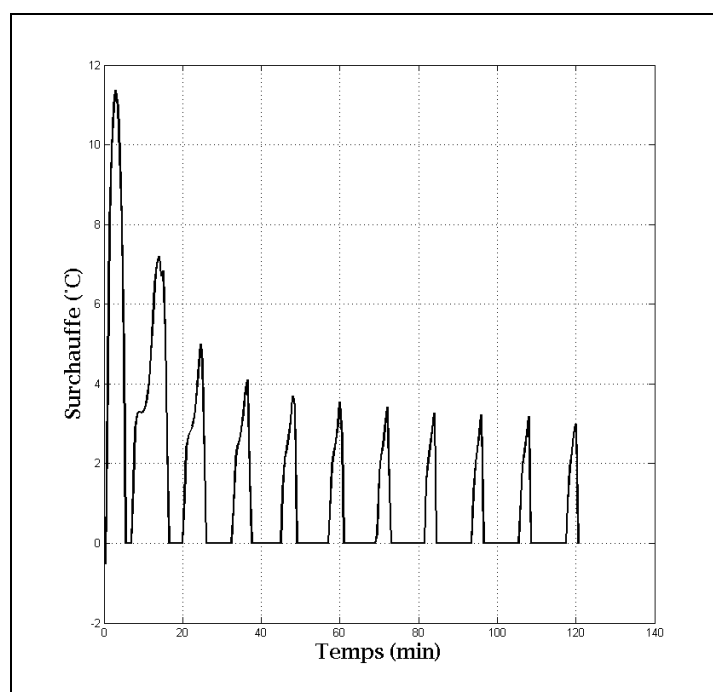


Figure 12.25 Variation temporelle de la surchauffe

12.3 Résumé

Ce chapitre a permis d'évaluer la capacité de modèle de simulation développé à représenter qualitativement le comportement dynamique de l'échangeur de chaleur réfrigérant-sol en mode condenseur et évaporateur.

Dans un premier temps, nous avons présenté les résultats de l'échangeur de chaleur en mode condenseur lorsque deux boucles sont activées. Les résultats obtenus pour chaque boucle individuelle sont représentatifs des résultats expérimentaux mesurés. Toutefois, le résultat obtenu au niveau de la répartition du débit massique n'est pas celui initialement attendu et tel qu'évaluée expérimentalement. La section suivante a alors été réalisée avec comme objectif d'évaluer les possibilités de répartition de débit massique dans les boucles en parallèle. Tel que conclu dans cette section, les solutions de répartition de débit massique sont multiples. Ainsi face à cette complexité et multiplicité de situations possibles, nous avons conclu qu'une instrumentation supplémentaire sur le banc d'essai est essentielle afin d'obtenir des résultats expérimentaux permettant d'analyser les simulations.

En dernier lieu, nous avons présenté les résultats de l'échangeur de chaleur en mode évaporateur avec une seule boucle activée. Les résultats obtenus se sont avérés représentatifs des résultats expérimentaux mesurés. De plus, une simulation de pompage de l'ensemble élément détendeur - évaporateur a été réalisée et les résultats des paramètres simulés sont représentatifs des résultats mesurés.

Face à la complexité des phénomènes à modéliser, à la disponibilité restreinte des valeurs mesurées et l'incertitude importante de plusieurs paramètres, les résultats obtenus se sont avérés satisfaisants pour représenter le comportement global de l'échangeur de chaleur. Ainsi, tant en mode condenseur qu'en mode évaporateur, il a été démontré que le modèle de simulation est en mesure de représenter la distribution spatiale et temporelle des paramètres d'opération de l'échangeur de façon analogue aux résultats expérimentaux obtenus.

CONCLUSION

Compte rendu de la thèse

Les pompes à chaleur géothermique à expansion directe sont des systèmes pour lesquels peu de publications et de recherches scientifiques ont été réalisées. Ces systèmes fonctionnent selon le cycle simple de réfrigération à compression de vapeur, tout comme les pompes à chaleur géothermique à boucle secondaire. Toutefois, pour les systèmes à expansion directe, l'échangeur de chaleur avec le sol est une composante intégrale du circuit frigorifique. Cette particularité complexifie l'analyse et l'évaluation du comportement opérationnel et des performances thermodynamiques du système.

Afin de contribuer à l'avancement des connaissances des systèmes à expansion directe, cette thèse a permis de réaliser l'analyse comportementale expérimentale d'un tel système ainsi que la comparaison d'un modèle numérique d'échangeur de chaleur réfrigérant-sol avec des résultats expérimentaux.

Pour réaliser l'analyse expérimentale, un banc d'essai a été construit. Le banc d'essai inclut une pompe à chaleur à expansion directe de la compagnie Maritime Geothermal modèle DXWG-45. Cette unité est une pompe à chaleur d'une capacité nominale de climatisation de 10 kW et utilisant le fluide frigorigène R-22 (chlorodifluorométhane). L'unité possède un échangeur de chaleur réfrigérant-eau à tubes coaxiaux du côté interne du bâtiment et un échangeur de chaleur réfrigérant-sol constitué de trois boucles en parallèle insérées dans des puits géothermiques forés dans le sol.

La particularité des systèmes à expansion directe réside essentiellement au niveau de l'échangeur réfrigérant-sol. Pour l'unité étudiée, cet échangeur géothermique est constitué de trois boucles en cuivre insérées dans des puits de 30 mètres de profondeur forés avec un angle de 30 degrés par rapport à la verticale. Chaque boucle est constituée d'un tube en cuivre

mou de 12.7 mm de diamètre (*appelé la ligne de vapeur*) et d'un tube en cuivre mou de 9.7 mm de diamètre (*appelé la ligne de liquide*).

Pour le système étudié, les éléments et stratégies de contrôle diffèrent selon le mode de fonctionnement sélectionné. En mode climatisation, l'échangeur de chaleur réfrigérant-sol (le condenseur) est constitué d'une ou dans ensemble de deux boucles activées. L'ordinateur de bord du système sélectionne les boucles activées selon les paramètres de fonctionnement. En mode chauffage, l'échangeur de chaleur réfrigérant-sol (l'évaporateur) est constitué trois boucles en parallèle ayant chacun une valve de détente thermostatique dédiée.

Puisque le l'échangeur de chaleur réfrigérant-sol est une composante particulière de ce système, un modèle numérique détaillé a été développé afin de simuler le comportement de cet organe. Une distinction de cet organe par rapport aux échangeurs de chaleur généralement modélisés dans les systèmes frigorifiques est l'échange de chaleur diffusif et transitoire comme condition aux frontières de la paroi du tube avec le sol.

Les équations gouvernantes de continuité, d'énergie et de quantité de mouvement ont été présentées afin de modéliser le comportement dynamique de l'écoulement du réfrigérant dans les tubes. Une attention particulière a été portée à la considération des effets gravitationnels sur la composante de pression; l'échangeur étant constitué de longs tubes verticaux. Cette considération est généralement négligée dans les modèles dynamiques d'échangeurs de chaleur de systèmes frigorifiques pour lesquels ces échangeurs sont habituellement compacts.

Les modèles transitoires de la paroi du tube, du coulis du puits géothermique et du transfert de chaleur diffusif dans le sol ont été définis en considérant les éléments particuliers de l'échangeur comme l'interférence thermique. Le modèle numérique du transfert thermique dans le sol a été développé en considérant la réponse à une impulsion de température à l'aide d'un algorithme rapide. Ce modèle s'avère d'une grande utilité afin de réaliser des simulations avec des temps de calculs réduits. L'algorithme de résolution des modèles a été développé en priorisant une résolution nœud par nœud avec boucle itérative le long du domaine discrétisé.

Cette approche permet de faciliter l'intégration des modèles entre eux et facilite la convergence de la solution.

Le fonctionnement réel de la pompe à chaleur géothermique à expansion directe, de même que l'échangeur réfrigérant-sol, étant peu connu et documenté de multiples essais expérimentaux ont été réalisés. Ces tests visent à comprendre le fonctionnement du système global pour les deux modes d'opération en plus de caractériser de façon plus détaillée le comportement de l'échangeur réfrigérant-sol.

Contribution du travail

Les principales contributions scientifiques obtenues dans ces activités de recherche sont:

- L'obtention et l'analyse de résultats expérimentaux concernant le fonctionnement d'une pompe à chaleur géothermique à expansion directe, particulièrement au niveau de l'échangeur réfrigérant-sol.
- Le développement d'un modèle numérique détaillé d'un échangeur de chaleur vertical réfrigérant-sol.

Les pompes à chaleur géothermiques à expansion directe étant peu étudiées et documentées dans la littérature, leur fonctionnement caractéristique n'est pas pleinement défini. L'échangeur de chaleur réfrigérant-sol étant particulier, des phénomènes comportementaux complexes et à priori inattendus peuvent exister. Afin de bien cerner les problématiques et caractéristiques de fonctionnement, et ce, pour les deux modes d'opération, une multitude d'essais expérimentaux ont été conduits sur le banc d'essai. Les résultats obtenus ont démontré que le comportement du système est constamment dynamique, majoritairement dans l'échangeur réfrigérant-sol, et des variations temporelles et spatiales des paramètres sont continuellement observés. Ce comportement complexifie la collecte des résultats ainsi que la réalisation de l'analyse à l'égard des performances énergétiques et comportementales.

Les différentes séries de tests effectués ont néanmoins permis d'obtenir une appréciation sur l'évaluation du comportement du système et de l'échangeur réfrigérant-sol. Les résultats

obtenus ainsi que les analyses effectuées ont permis d'observer les variations spatiales et temporelles des propriétés dans les boucles ainsi que le phénomène complexe de distribution non uniforme de réfrigérant dans des écoulements en parallèle.

Ces résultats expérimentaux, en plus de faire ressortir le comportement complexe du système, ont été réalisés avec comme objectif de permettre une comparaison des résultats du modèle numérique développé.

À cet égard, le modèle numérique détaillé de l'échangeur de chaleur réfrigérant-sol a été développé et comparé à des résultats expérimentaux. La comparaison avec les résultats expérimentaux vise à s'assurer que le modèle numérique est en mesure de représenter qualitativement le phénomène physique à simuler. Il a été démontré que les caractéristiques comportementales observées expérimentalement étaient qualitativement reproduites à l'aide de modèle numérique. Ce modèle numérique a la particularité d'intégrer un transfert de chaleur diffusif et transitoire avec le sol comme conditions aux frontières externes de la paroi du tube.

ANNEXE I

RÉSUMÉ DES TESTS EXPÉRIMENTAUX: MODE CLIMATISATION (BOUCLE #1 ET #2 ACTIVÉES) DATA 661

Test: Data_661_MatLab

Mode: CLIMATISATION

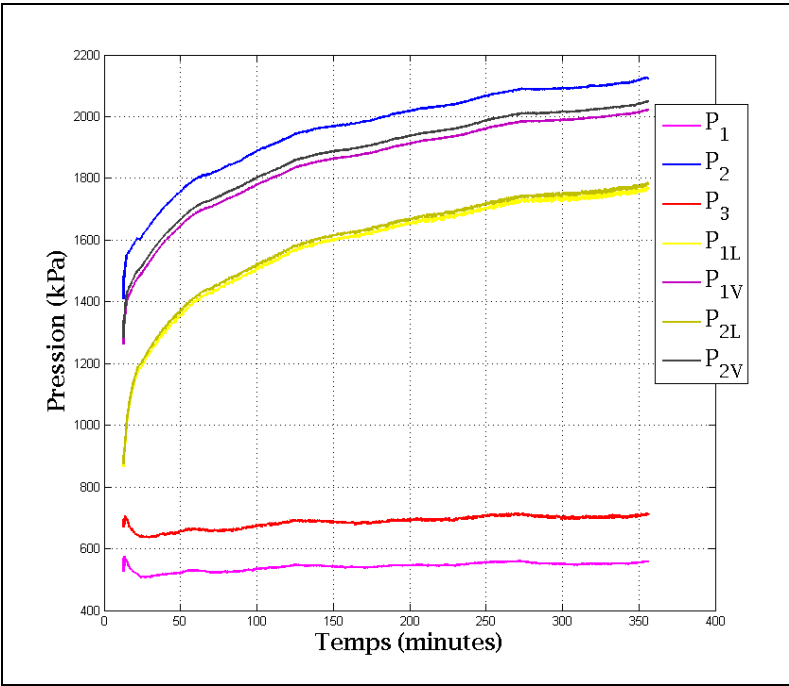
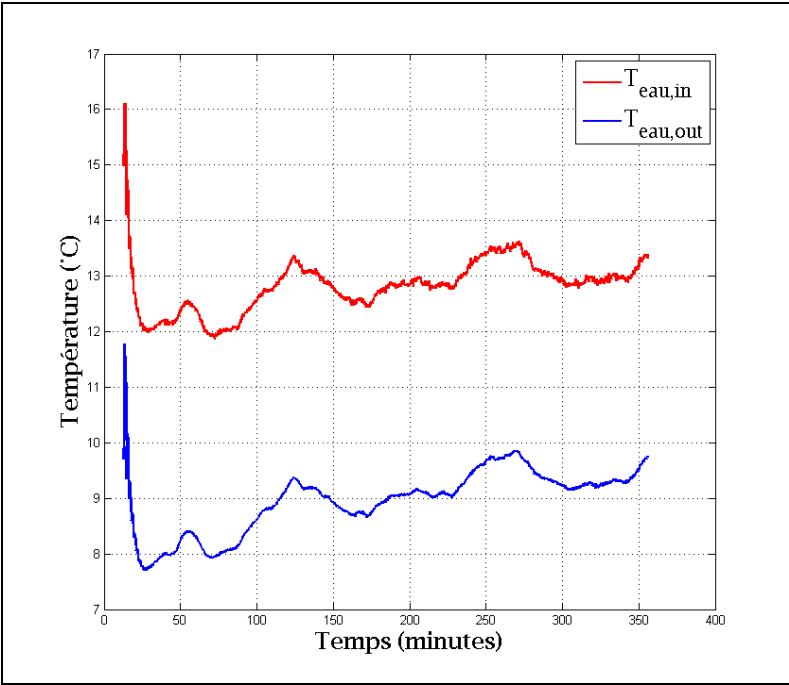
Particularités: MODE AUTOMATIQUE

Pas de temps d'enregistrement: 10 seconde

Durée du test: 26 heures de fonctionnement continu

Intervalles de temps pour l'analyse des résultats:

Intervalle : [40:2100] Puits #1, #2 actifs



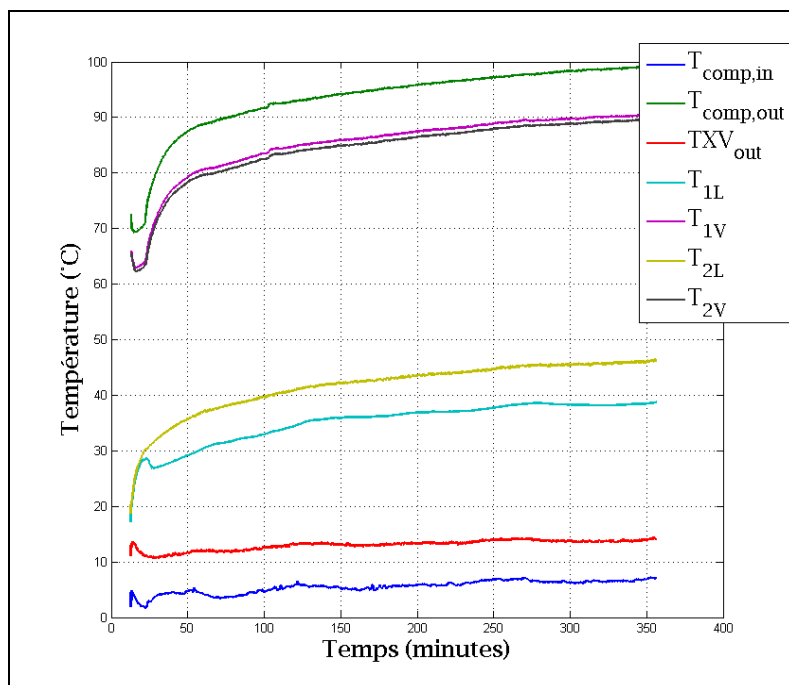


Figure-A I-3 Graphique des températures du réfrigérant

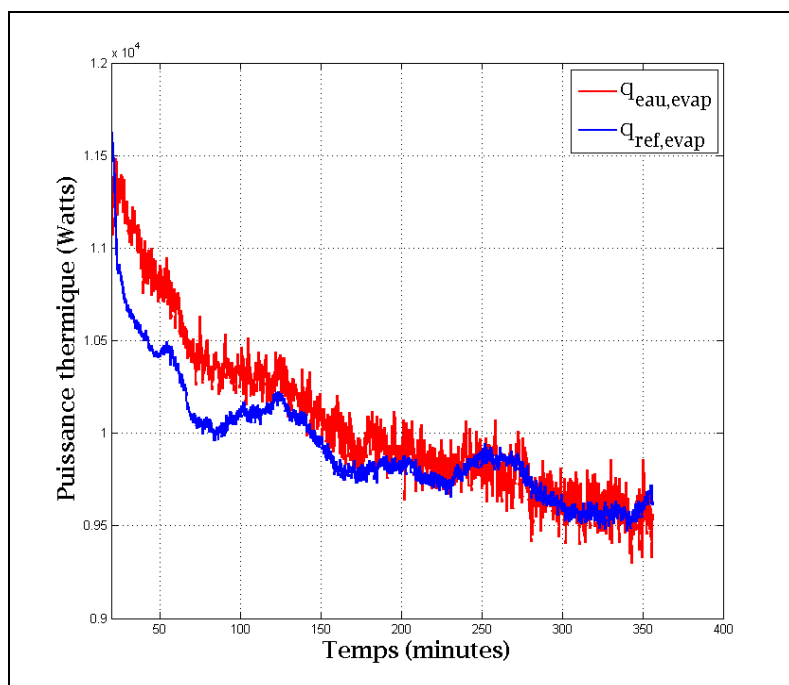


Figure-A I-4 Graphique des puissances thermiques au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau

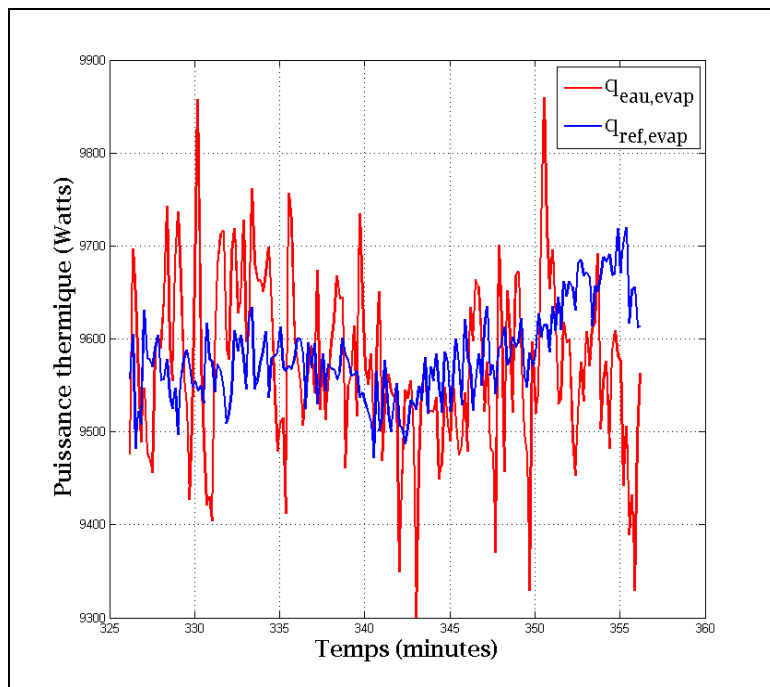


Figure-A I-5 Graphique des puissances thermiques au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau pour un intervalle de 30 minutes

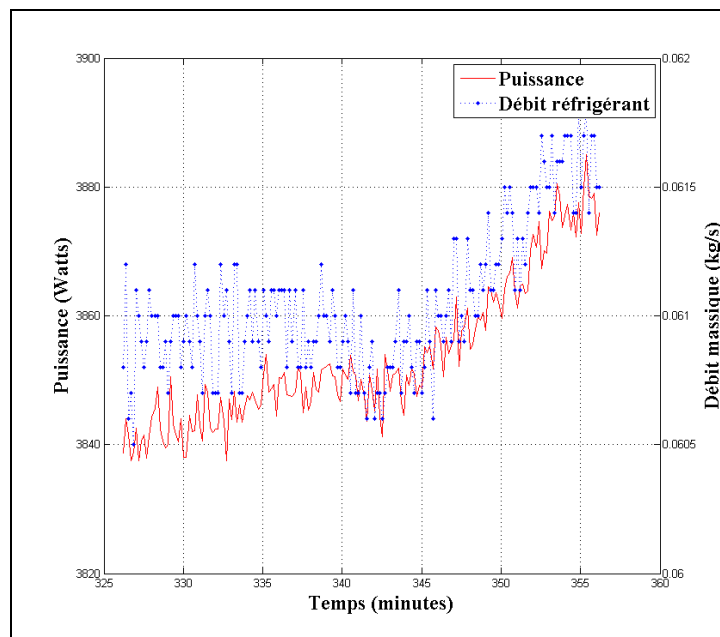


Figure-A I-6 Graphique de la puissance consommée par le compresseur et du débit massique de réfrigérant évalué pour un intervalle de 30 minutes

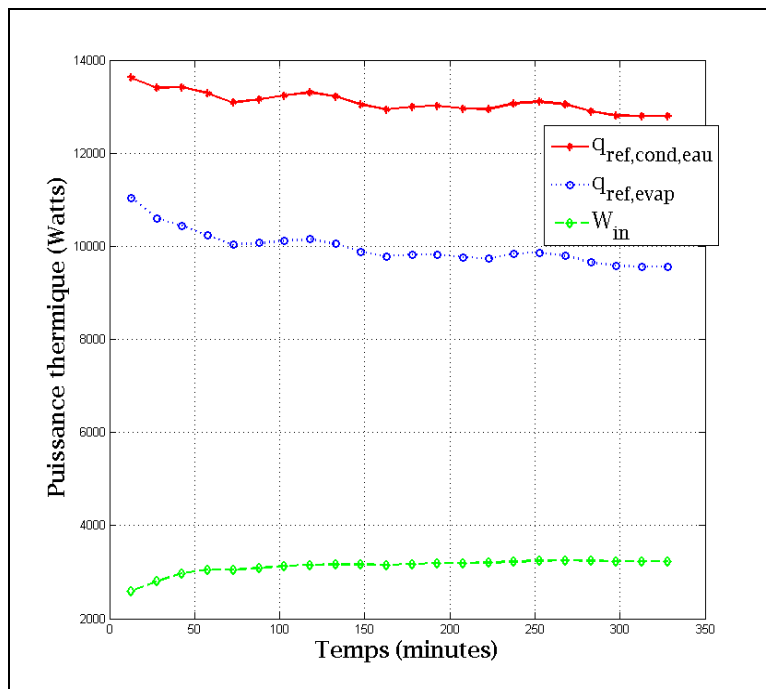


Figure-A I-7 Évolution temporelle de la puissance thermique au condenseur, à l'évaporateur et de la puissance au compresseur

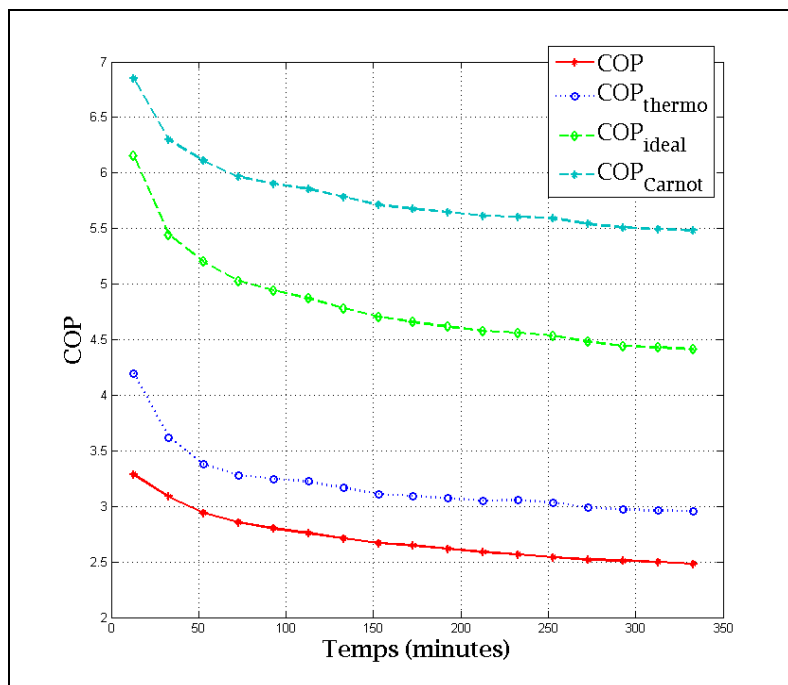


Figure-A I-8 Évolution temporelle du COP , COP_{thermo} , $COP_{idéal}$ et COP_{Carnot}

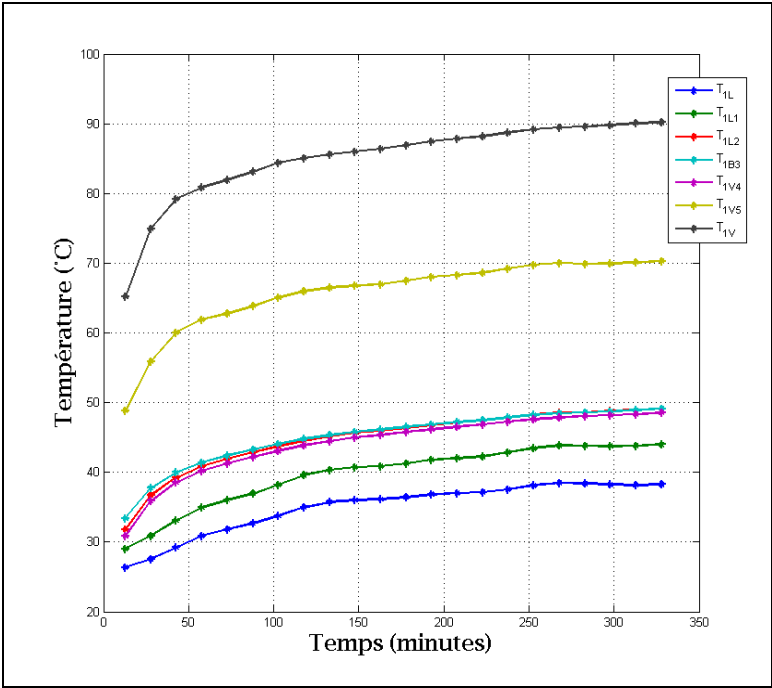


Figure-A I-9 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #1

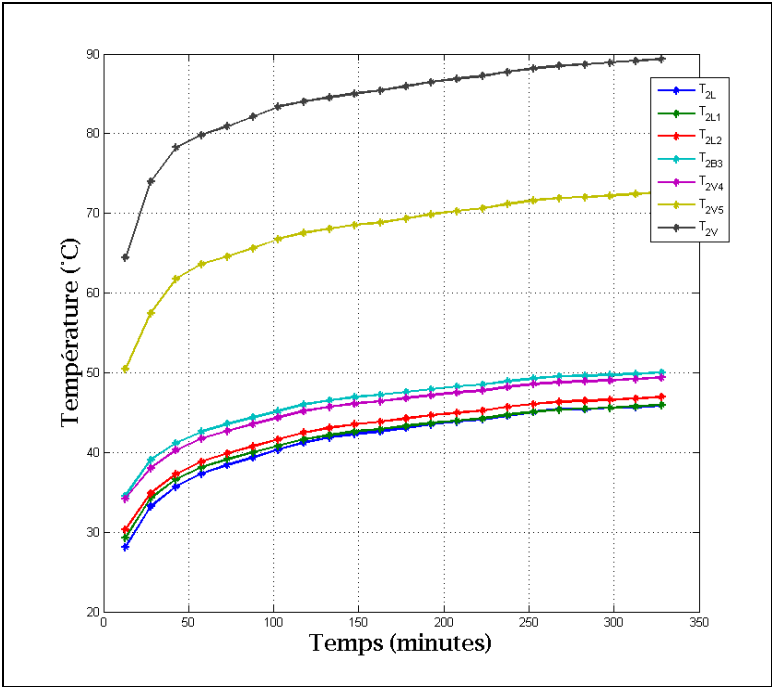


Figure-A I-10 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #2

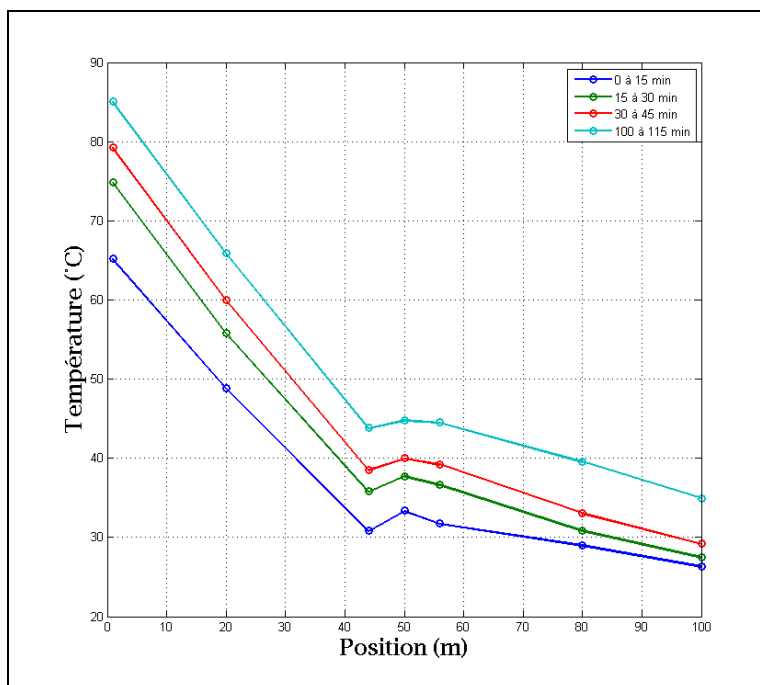


Figure-A I-11 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #1

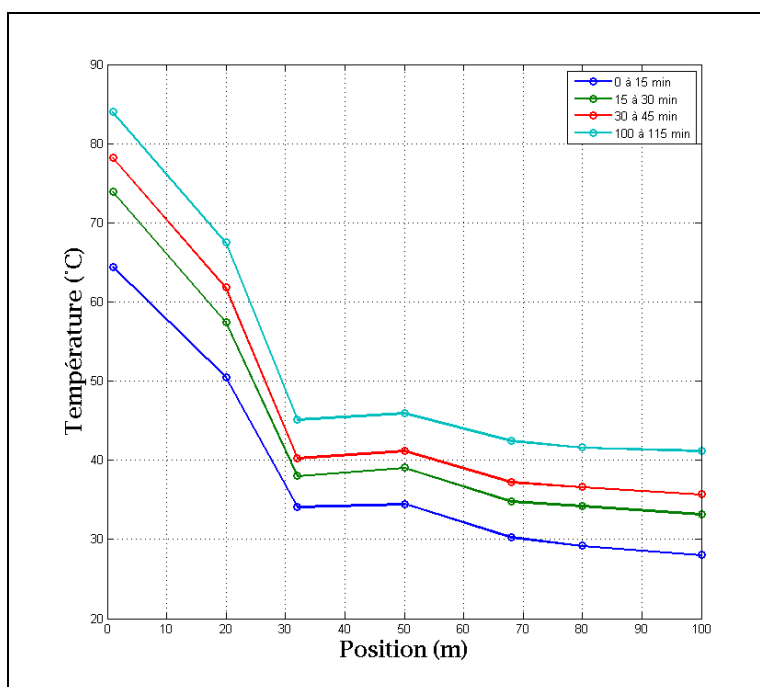


Figure-A I-12 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #2

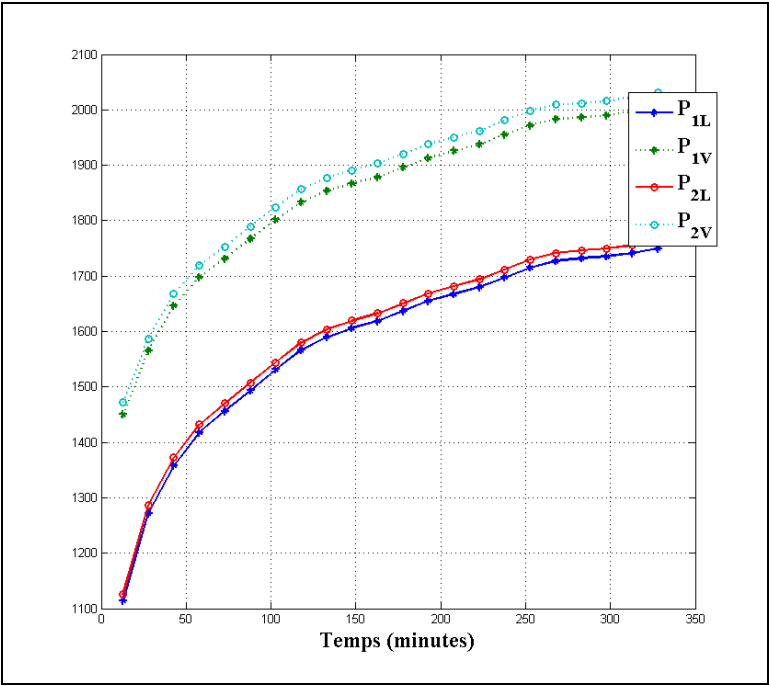


Figure-A I-13 Évolution temporelle des pressions au niveau de la boucle #1 et de la boucle #2

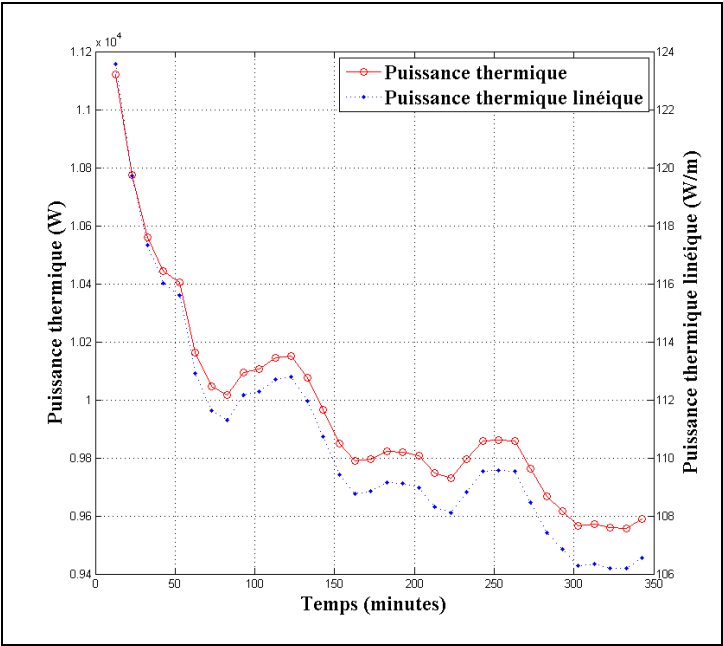


Figure-A I-14 Évolution temporelle de la puissance thermique et de la puissance thermique linéique échangée au niveau de l'évaporateur

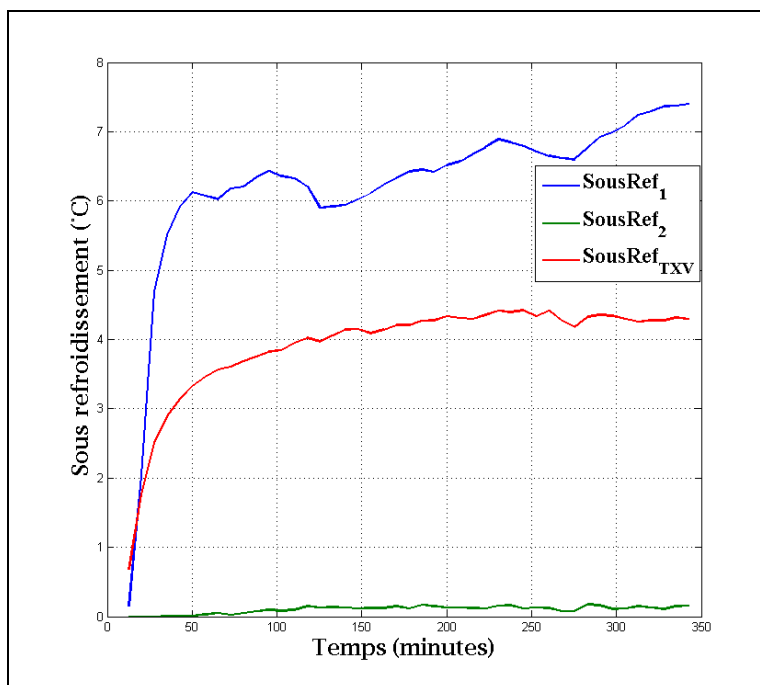


Figure-A I-15 Évolution temporelle du sous-refroidissement au niveau de la boucle #1, de la boucle #2 et de la TXV

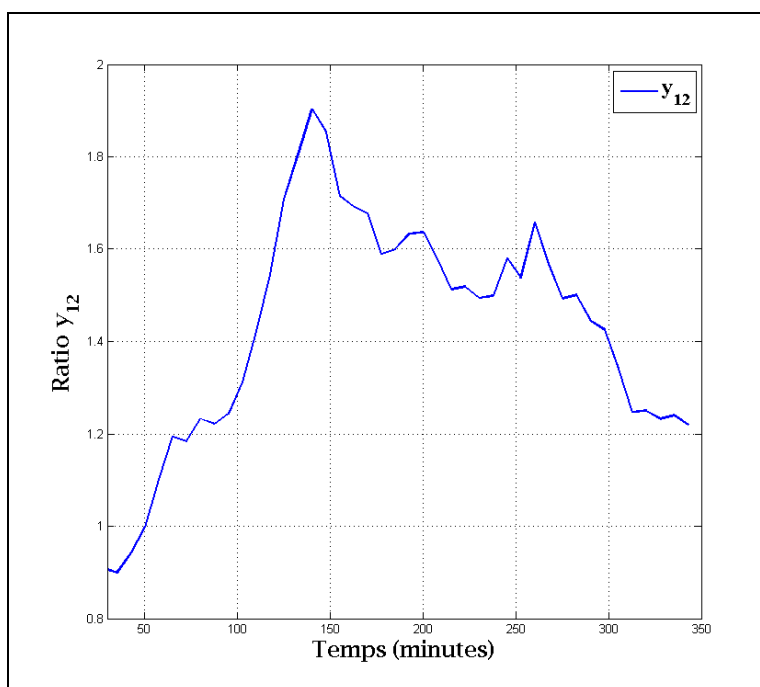


Figure-A I-16 Évolution temporelle du rapport y_{12}

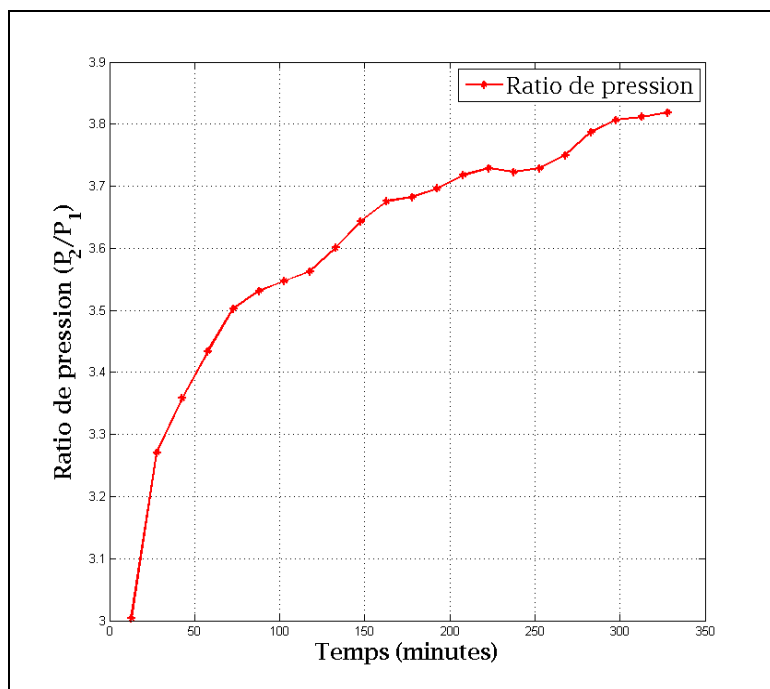


Figure-A I-17 Évolution temporelle
du rapport de pression au compresseur

ANNEXE II

RÉSUMÉ DES TESTS EXPÉRIMENTAUX: MODE CLIMATISATION (BOUCLE #2 ET #3 ACTIVÉES): DATA 661

Test: Data_661_MatLab

Mode: CLIMATISATION

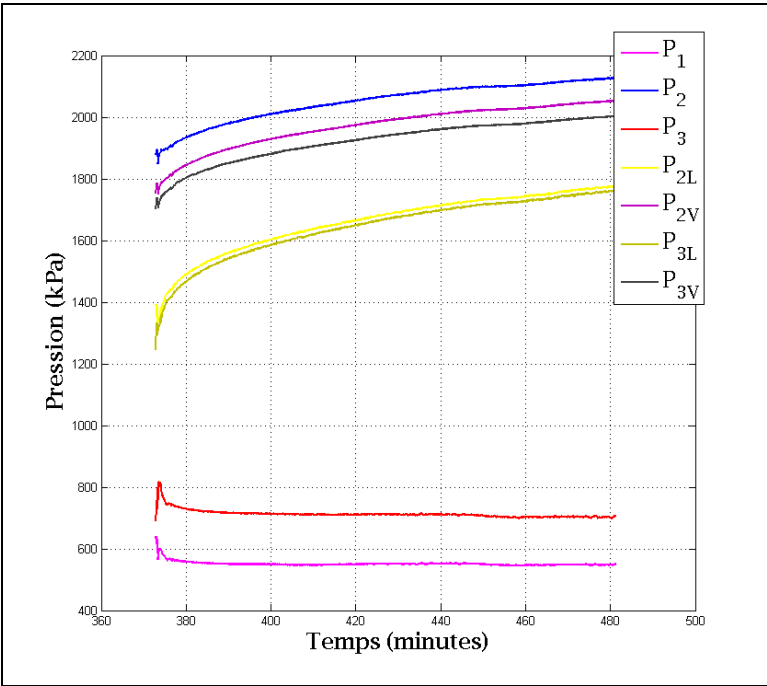
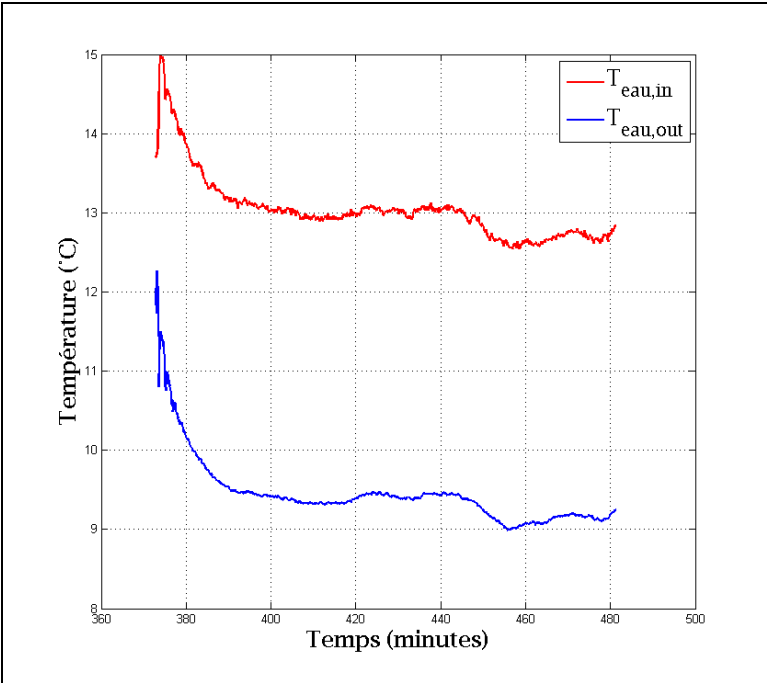
Particularités: MODE AUTOMATIQUE

Pas de temps d'enregistrement: 10 seconde

Durée du test: 26 heures de fonctionnement continu

Intervalles de temps pour l'analyse des résultats:

Intervalle: [2200:2850] Puits #2, #3 actifs



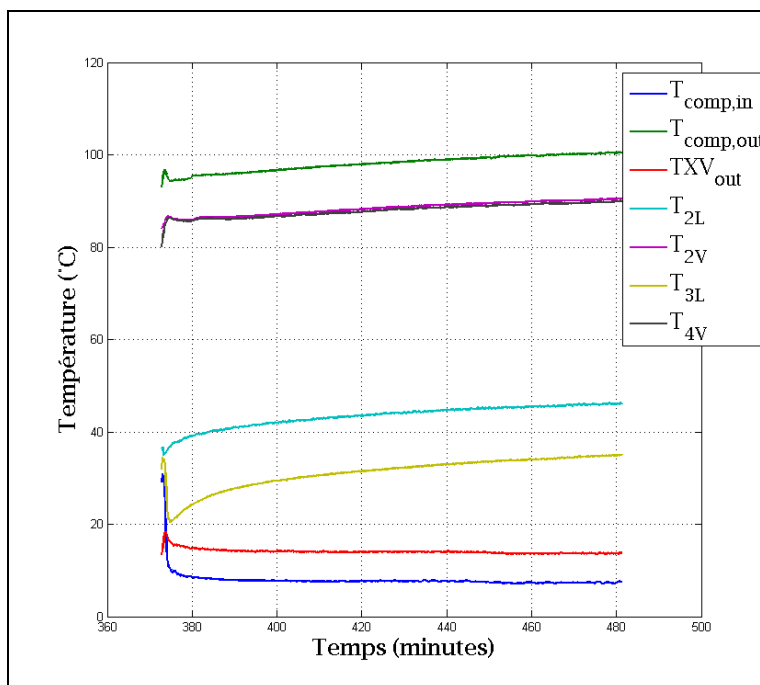


Figure-A II-3 Graphique des températures du réfrigérant

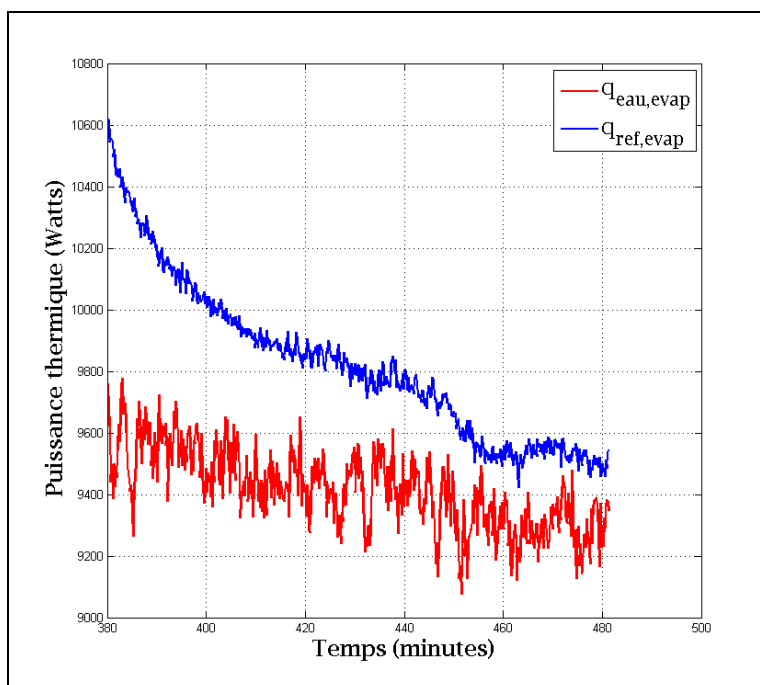


Figure-A II-4 Graphique des puissances thermiques au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau

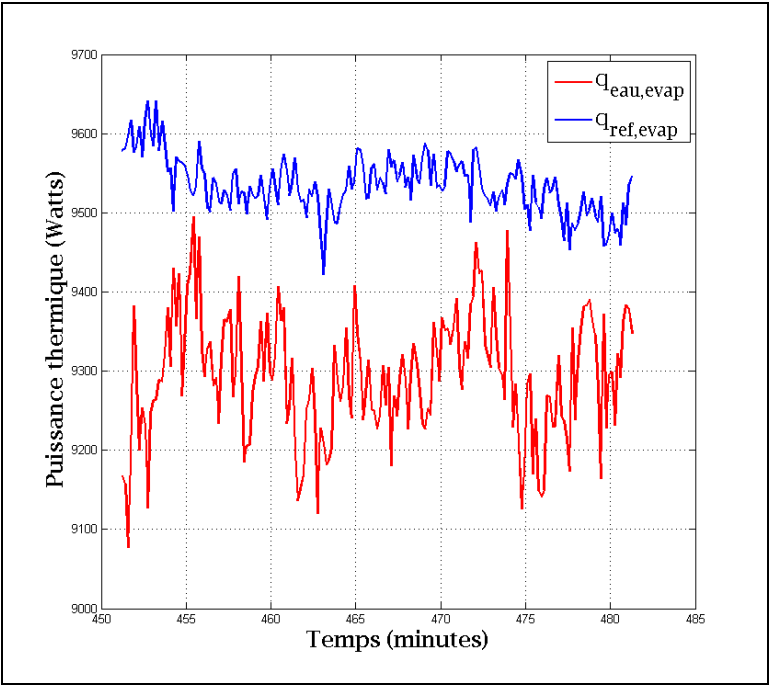


Figure-A II-5 Graphique des puissances thermiques
au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau
pour un intervalle de 30 minutes

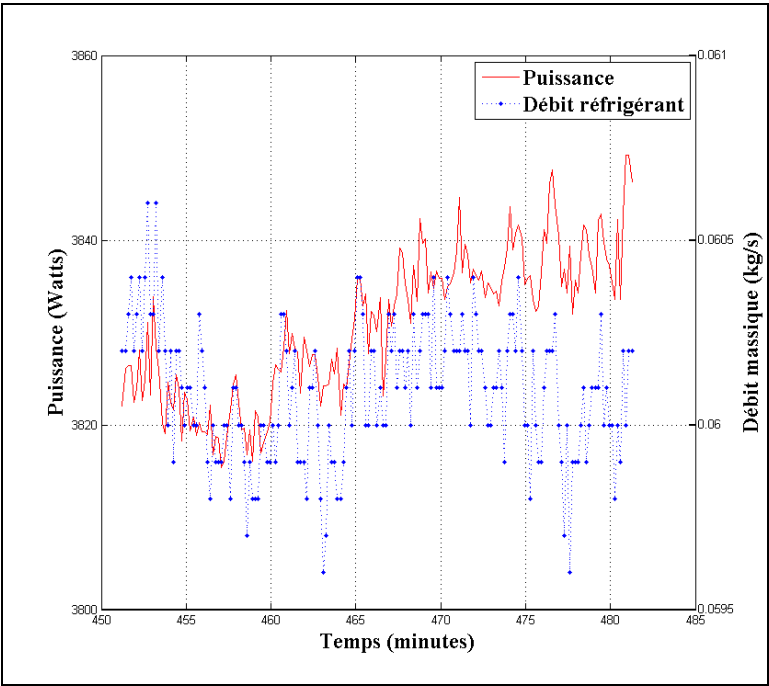


Figure-A II-6 Graphique de la puissance consommée
par le compresseur et du débit massique de réfrigérant
évalué pour un intervalle de 30 minutes

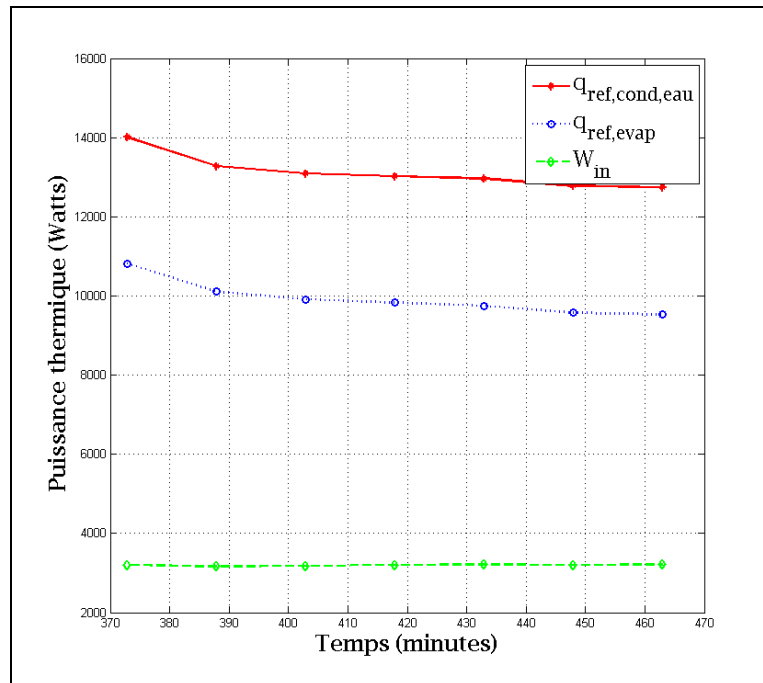


Figure-A II-7 Évolution temporelle de la puissance thermique au condenseur, à l'évaporateur et de la puissance au compresseur

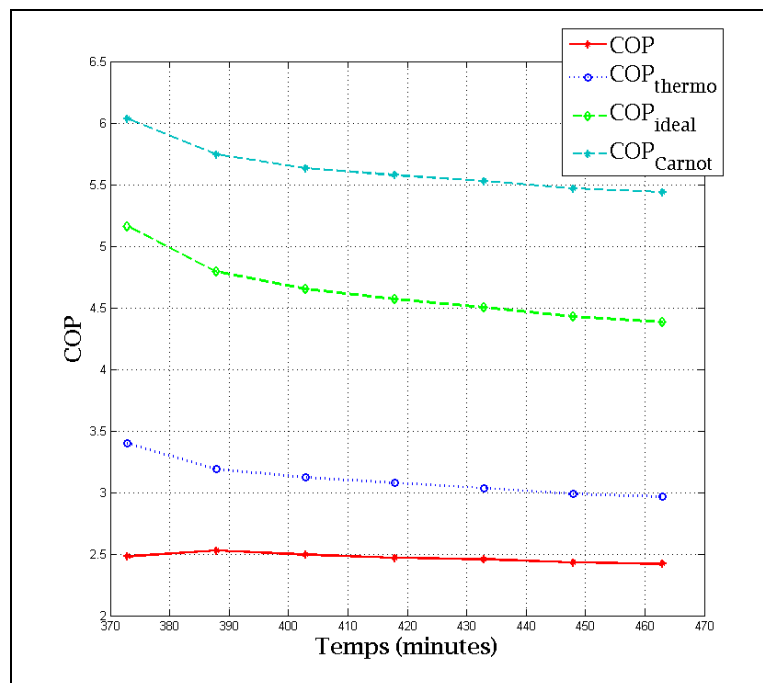


Figure-A II-8 Évolution temporelle du COP , COP_{thermo} , $COP_{idéal}$ et COP_{Carnot}

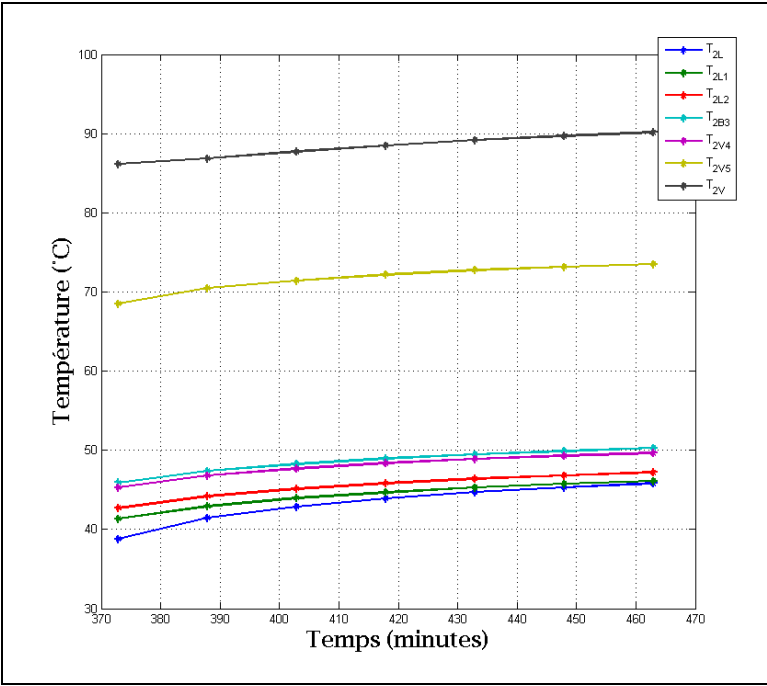


Figure-A II-9 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #2

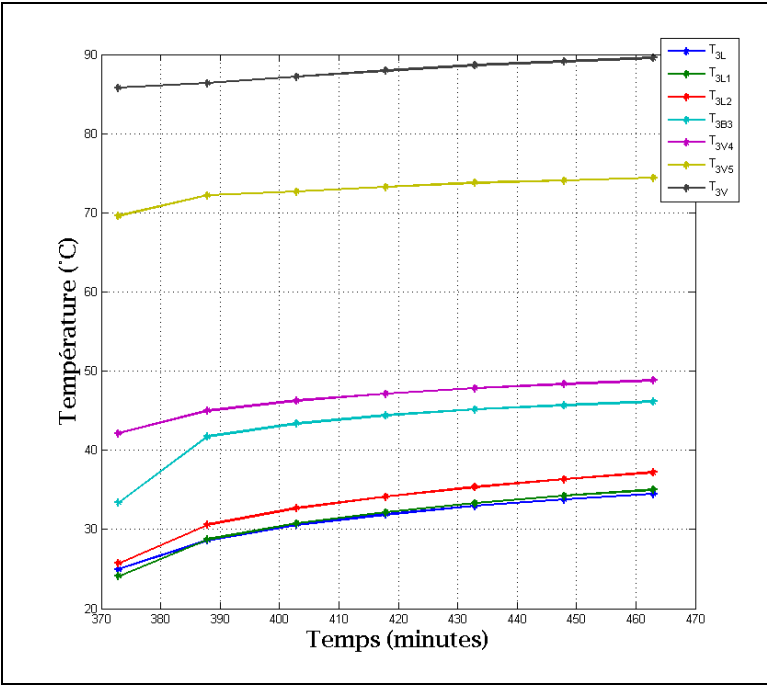


Figure-A II-10 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #3

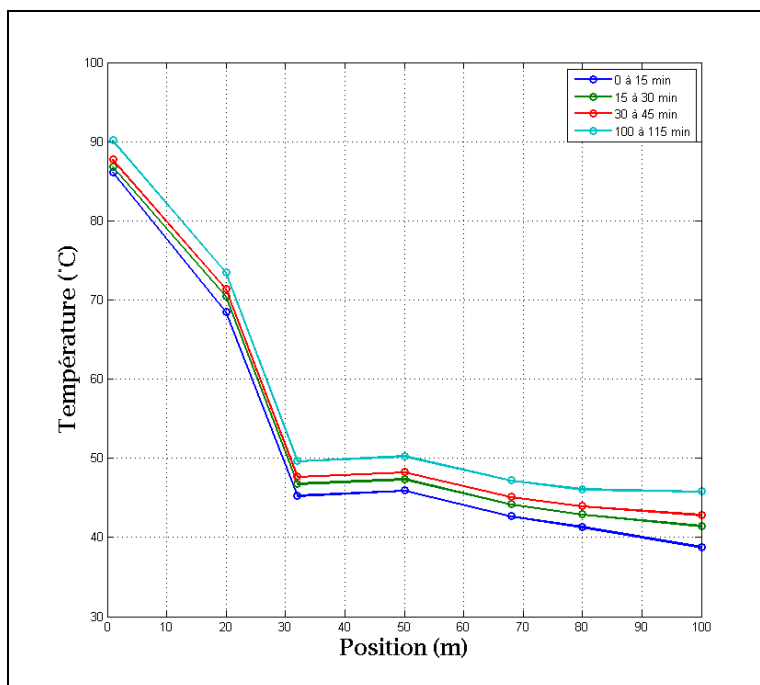


Figure-A II-11 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #2

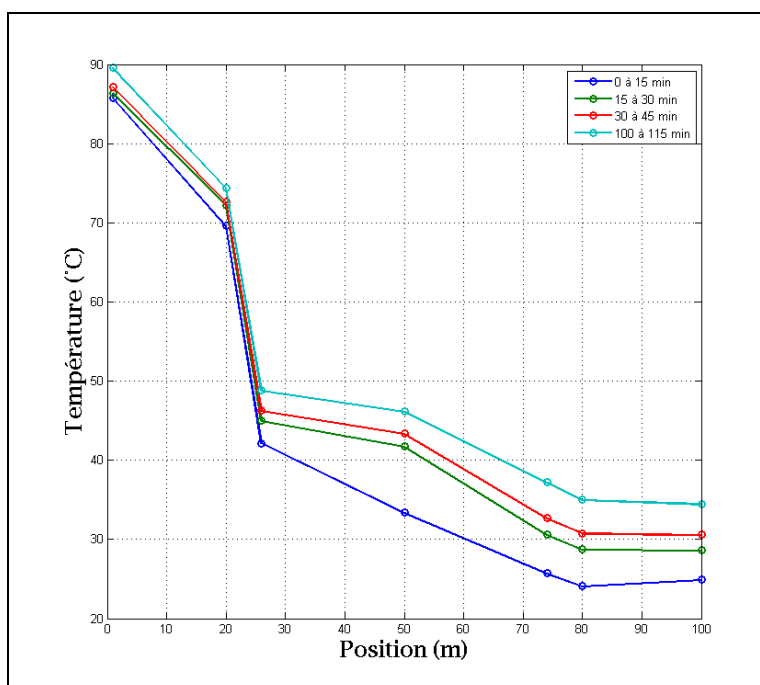


Figure-A II-12 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #3

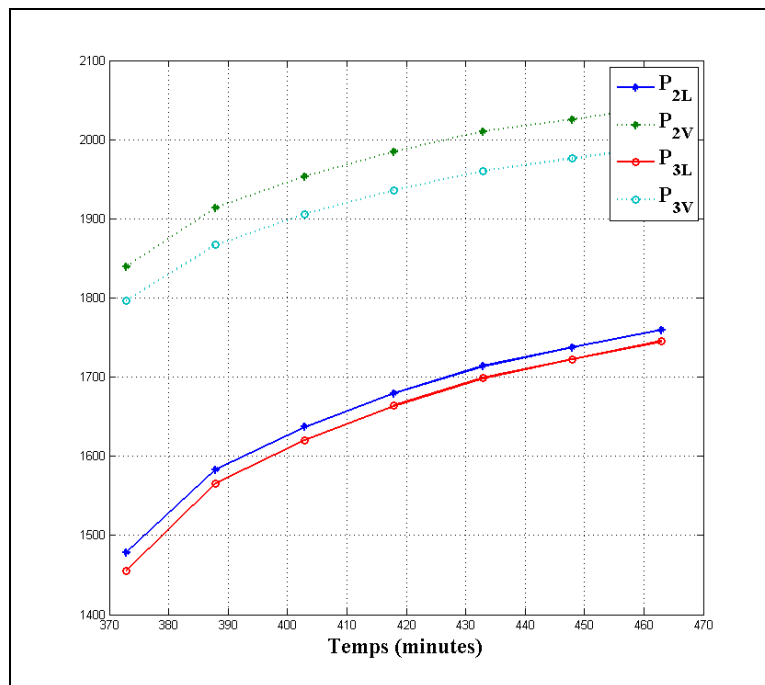


Figure-A II-13 Évolution temporelle des pressions au niveau de la boucle #2 et de la boucle #3

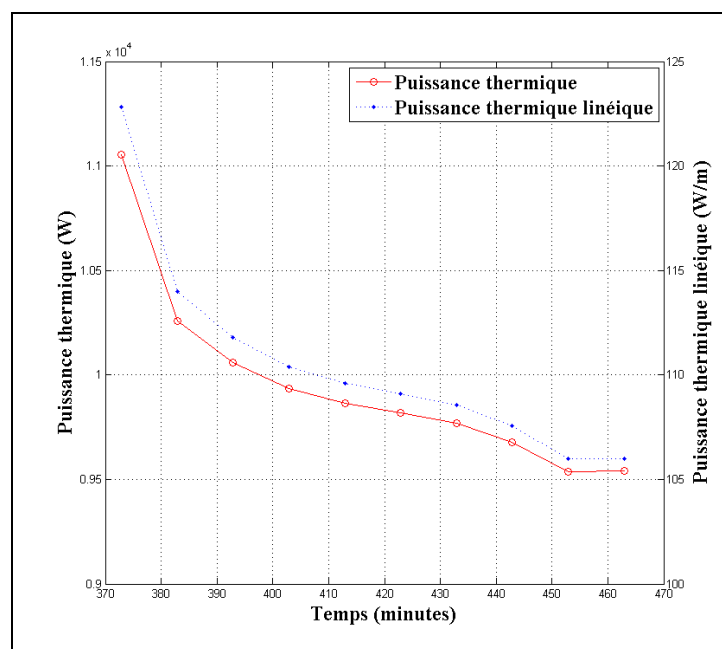


Figure-A II-14 Évolution temporelle de la puissance thermique et de la puissance thermique linéique échangée au niveau de l'évaporateur

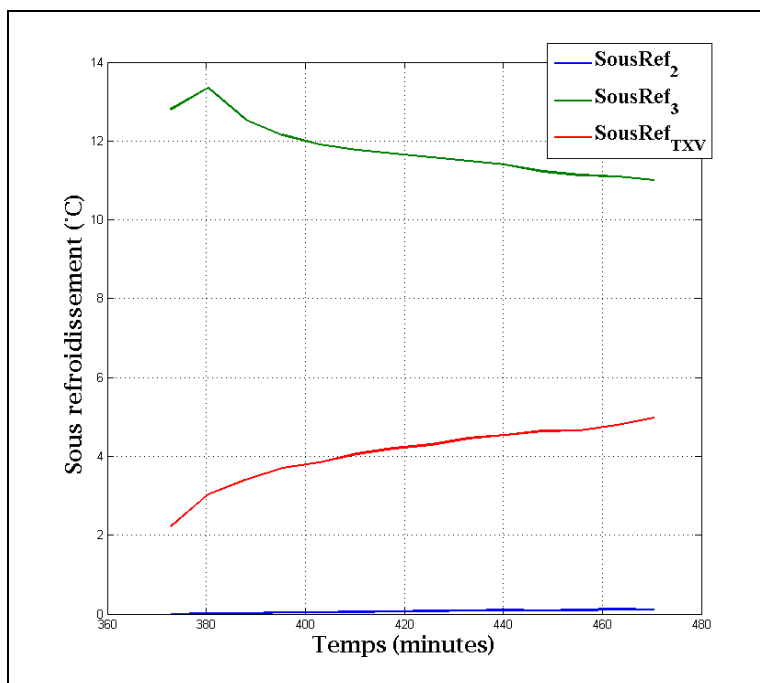


Figure-A II-15 Évolution temporelle du sous-refroidissement au niveau de la boucle #2, de la boucle #3 et de la TXV

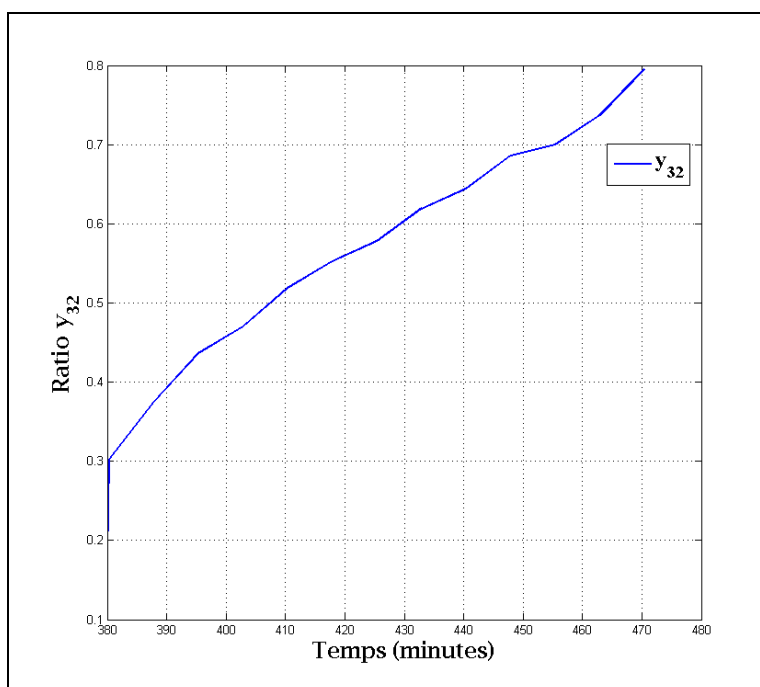


Figure-A II-16 Évolution temporelle du rapport y_{32}

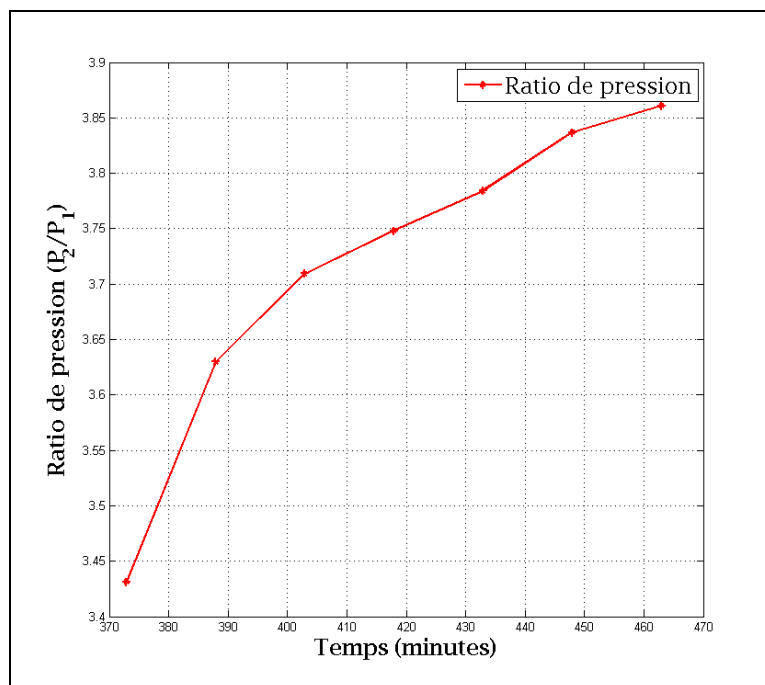


Figure-A II-17 Évolution temporelle
du rapport de pression au compresseur

ANNEXE III

RÉSUMÉ DES TESTS EXPÉRIMENTAUX: MODE CLIMATISATION CONTINU (BOUCLE #1 ET #3 ACTIVÉES): DATA 661

Test: Data_661_MatLab

Mode: CLIMATISATION

Particularités: MODE AUTOMATIQUE

Pas de temps d'enregistrement: 10 seconde

Durée du test: 26 heures de fonctionnement continu

Intervalles de temps pour l'analyse des résultats:

Intervalle : [2900:3600] Puits #1, #3 actifs

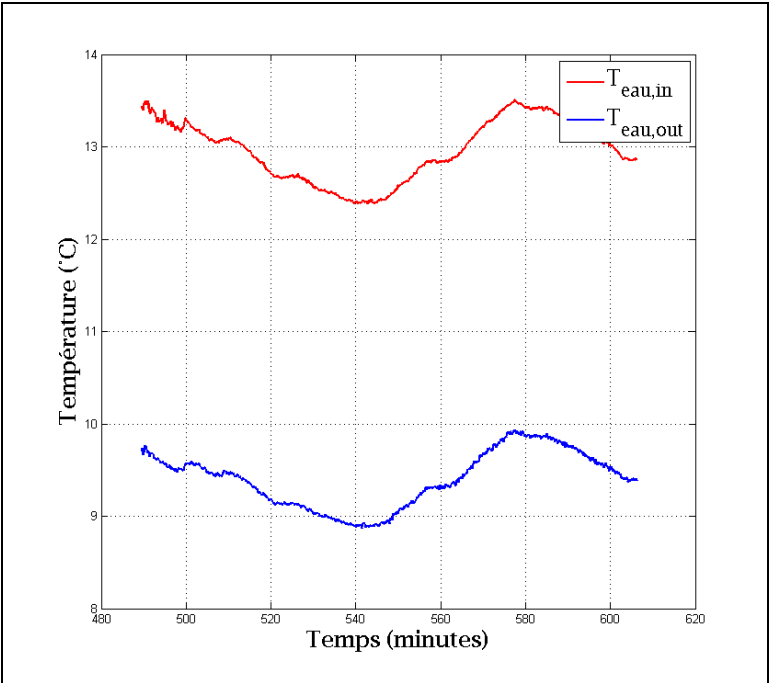


Figure-A III-1 Graphique des températures de l'eau

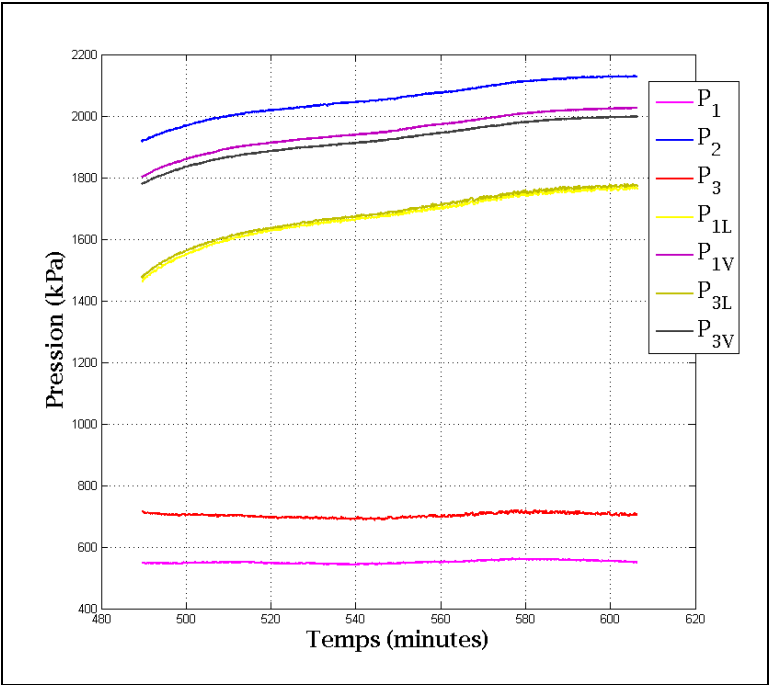


Figure-A III-2 Graphique des pressions du réfrigérant

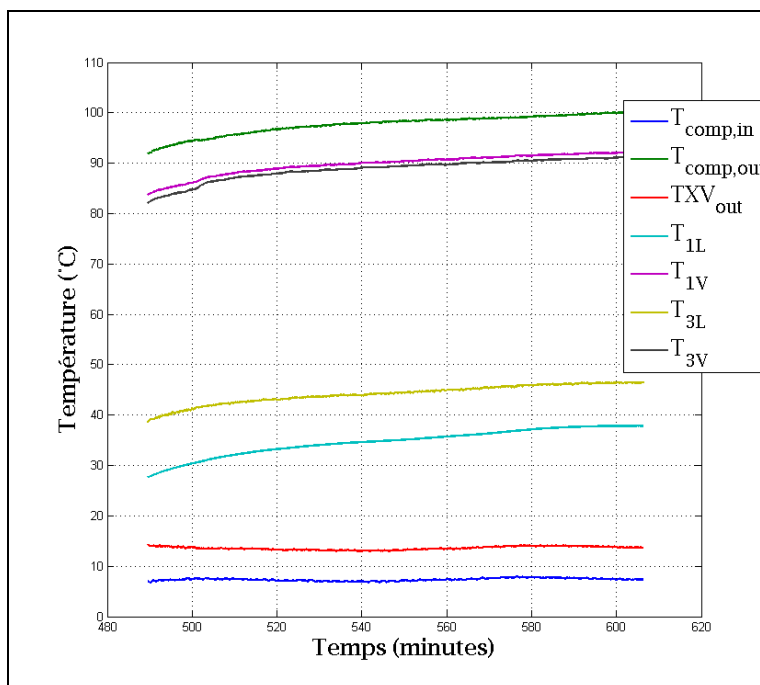
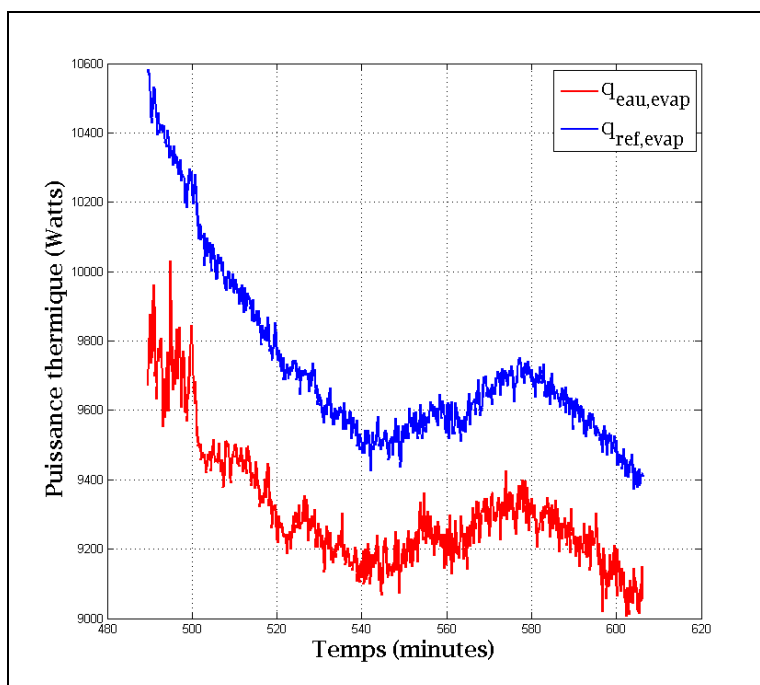


Figure-A III-3 Graphique des températures du réfrigérant

Figure-A III-4 Graphique des puissances thermiques
au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau

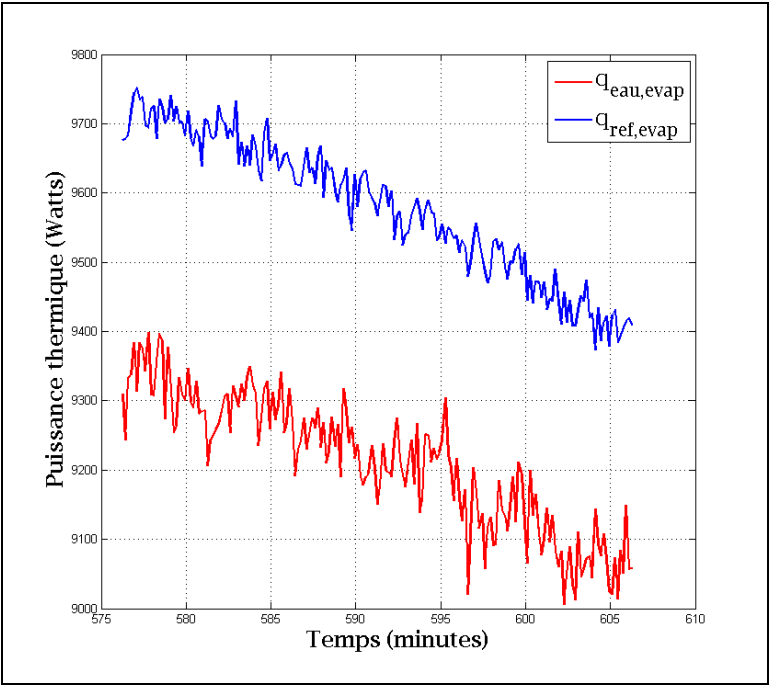


Figure-A III-5 Graphique des puissances thermiques au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau pour un intervalle de 30 minutes

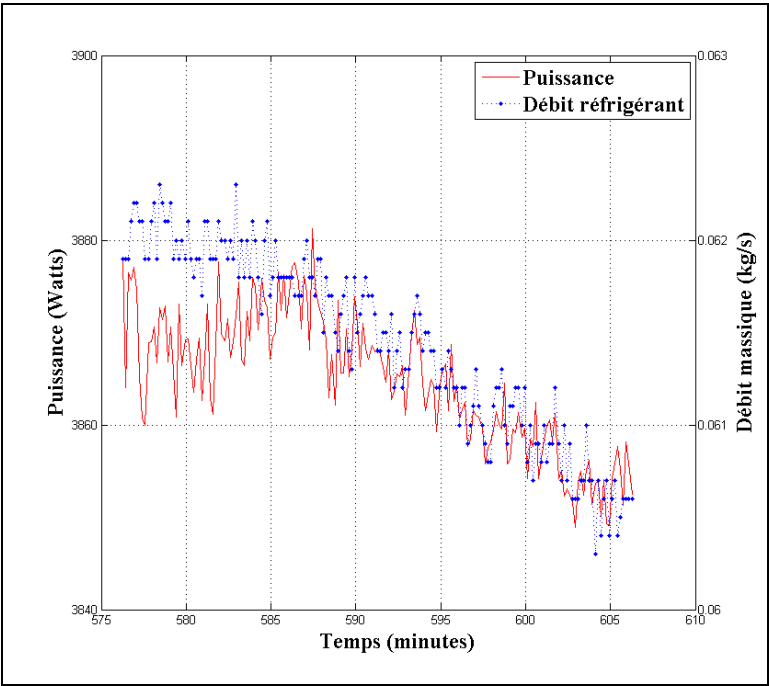


Figure-A III-6 Graphique de la puissance consommée par le compresseur et du débit massique de réfrigérant évalué pour un intervalle de 30 minutes

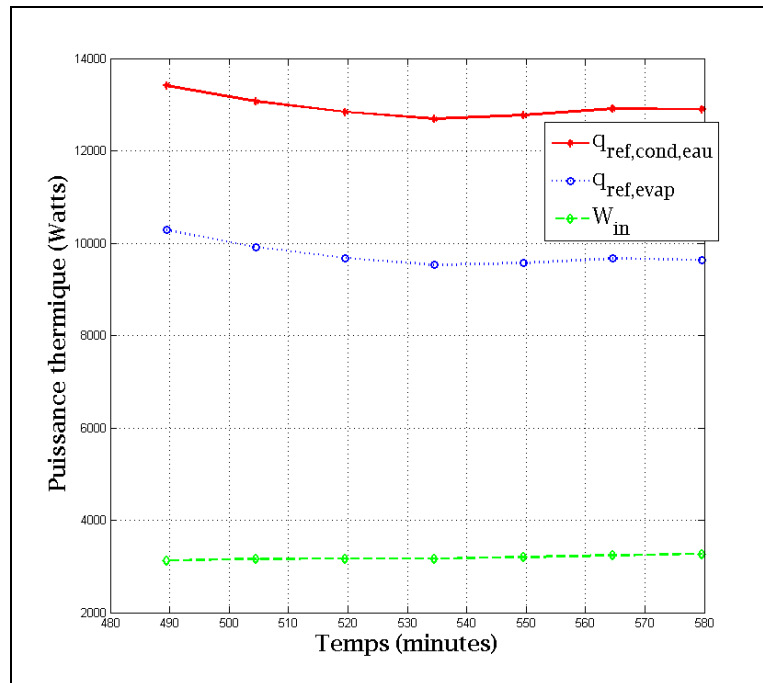


Figure-A III-7 Évolution temporelle de la puissance thermique au condenseur, à l'évaporateur et de la puissance au compresseur

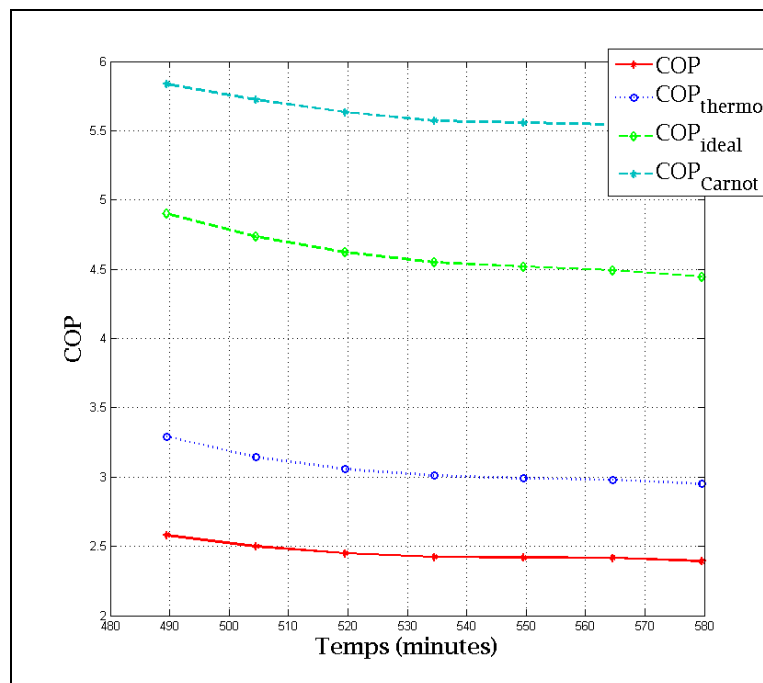


Figure-A III-8 Évolution temporelle du COP , COP_{thermo} , $COP_{idéal}$ et COP_{Carnot}

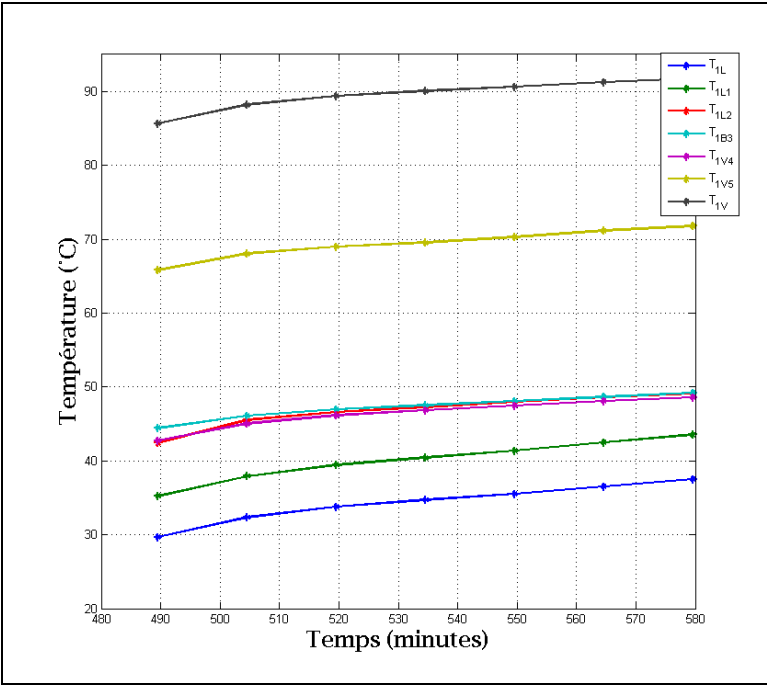


Figure-A III-9 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #1

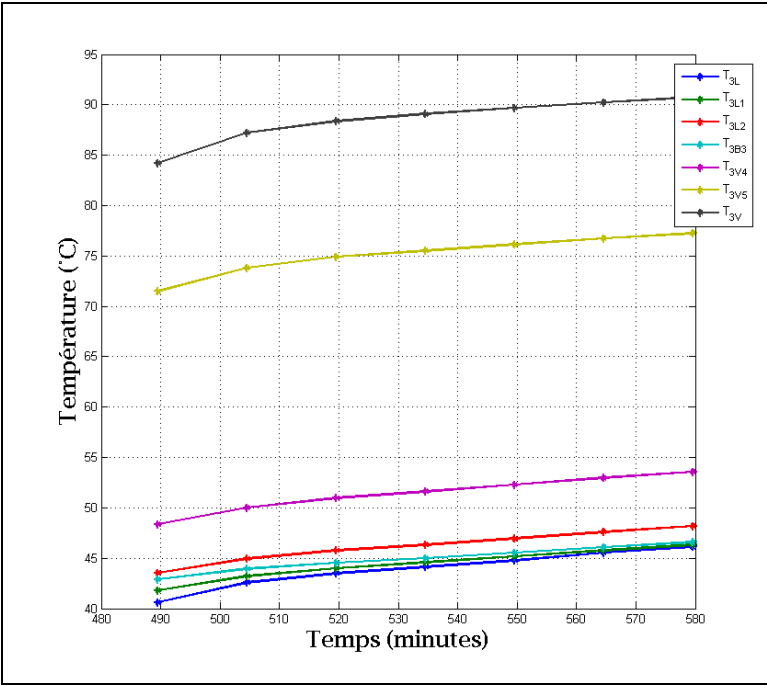


Figure-A III-10 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #3

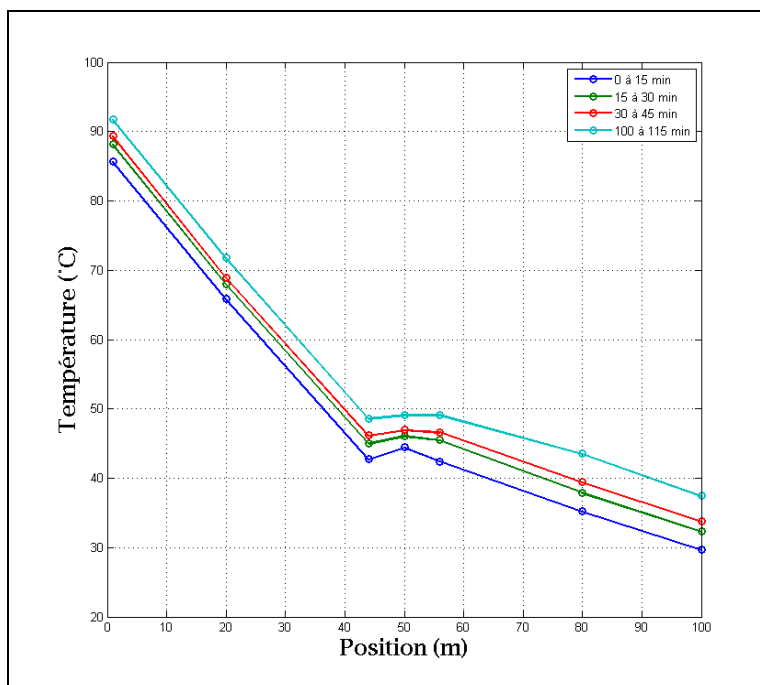


Figure-A III-11 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #1

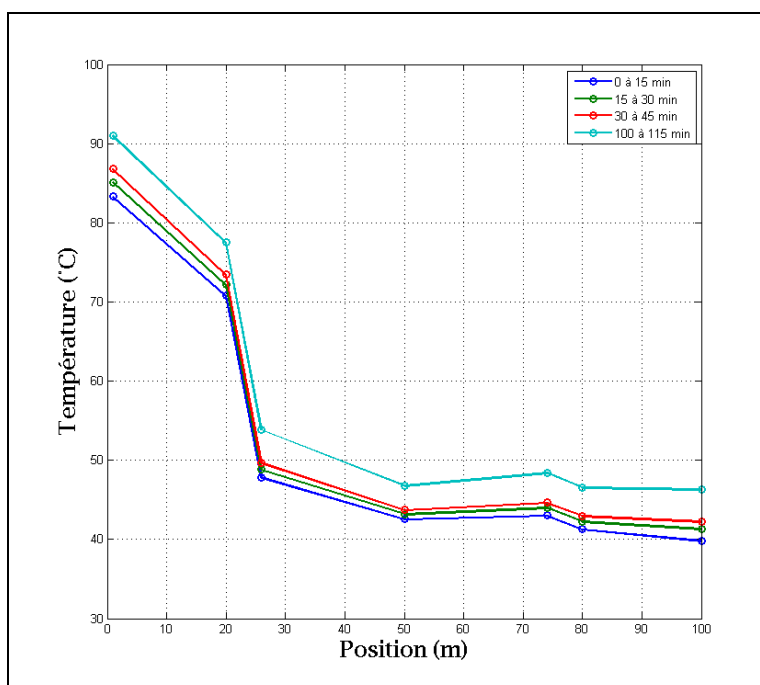


Figure-A III-12 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #3

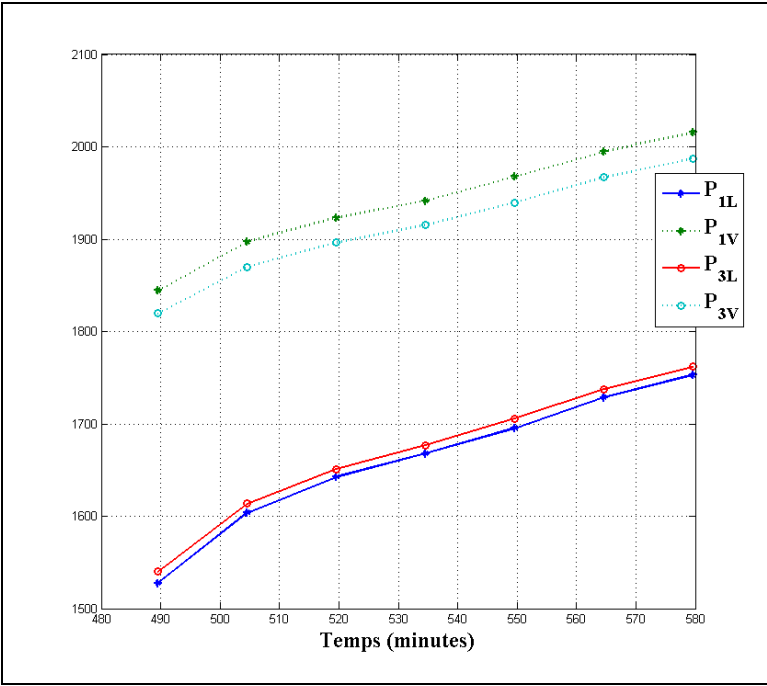


Figure-A III-13 Évolution temporelle des pressions au niveau de la boucle #1 et de la boucle #3

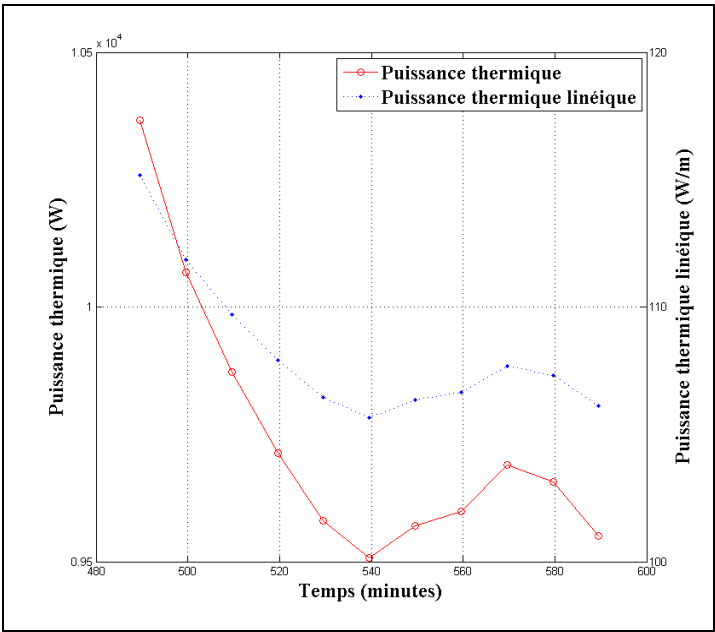


Figure-A III-14 Évolution temporelle de la puissance thermique et de la puissance thermique linéique échangée au niveau de l'évaporateur

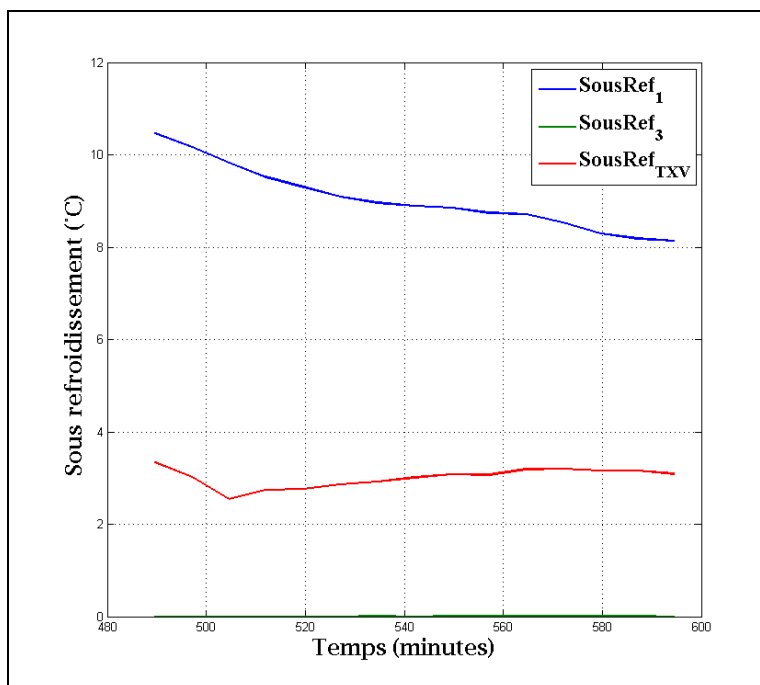


Figure-A III-15 Évolution temporelle du sous-refroidissement au niveau de la boucle #1, de la boucle #3 et de la TXV

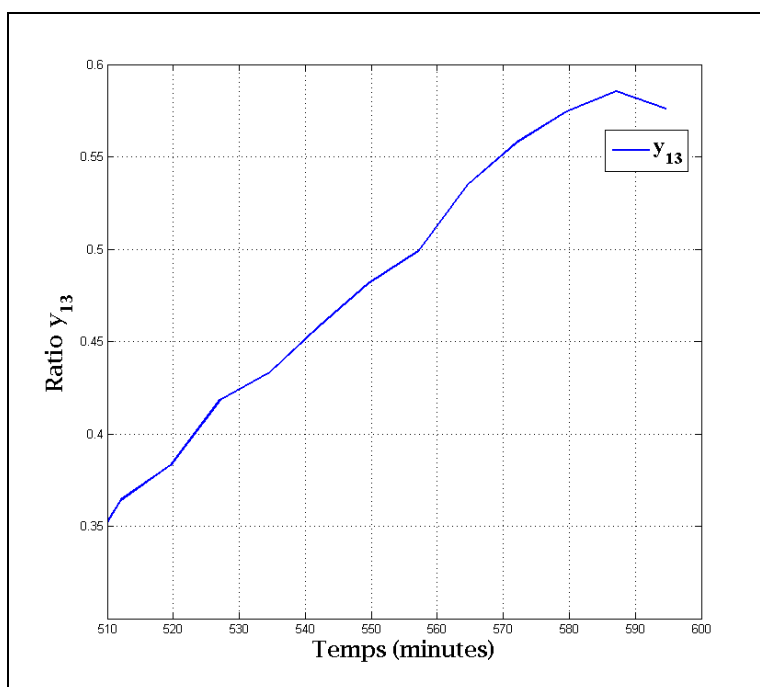


Figure-A III-16 Évolution temporelle du rapport y_{13}

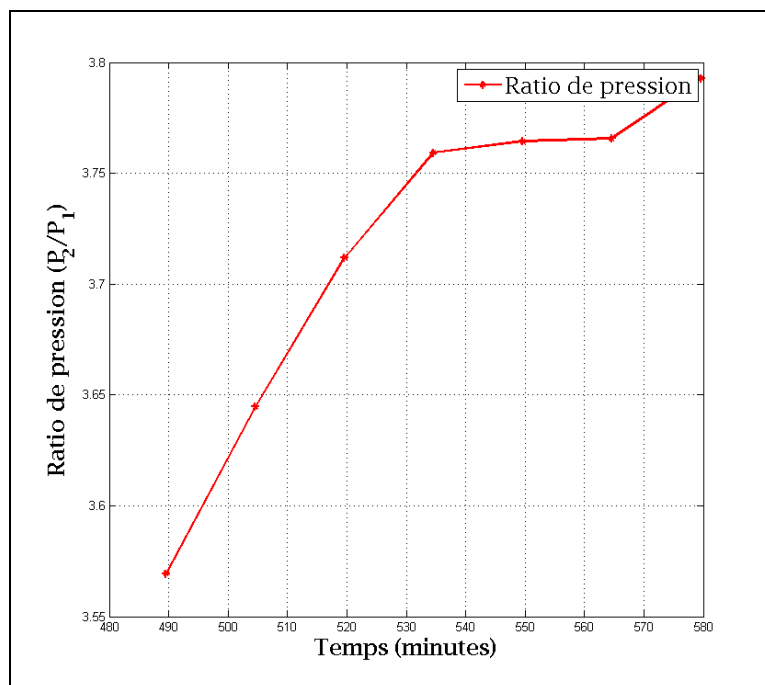


Figure-A III-17 Évolution temporelle
du rapport de pression au compresseur

ANNEXE IV

RÉSUMÉ DES TESTS EXPÉRIMENTAUX: MODE CHAUFFAGE CONTINU (BOUCLE #1 ACTIVÉE): TEST 600 MINUTES

Fichier: Data_676_MatLab

Mode: Chauffage

Particularités: Puits 1 activé

Pas de temps d'enregistrement: 10 secondes

Durée du test: 24 heures de fonctionnement continu

Intervalles de temps pour l'analyse des résultats:

Intervalle 1: [180:360] 30 premières minutes en régime quasi-permanent

Intervalle 2: [8420:8600] 30 dernières minutes en régime quasi-permanent

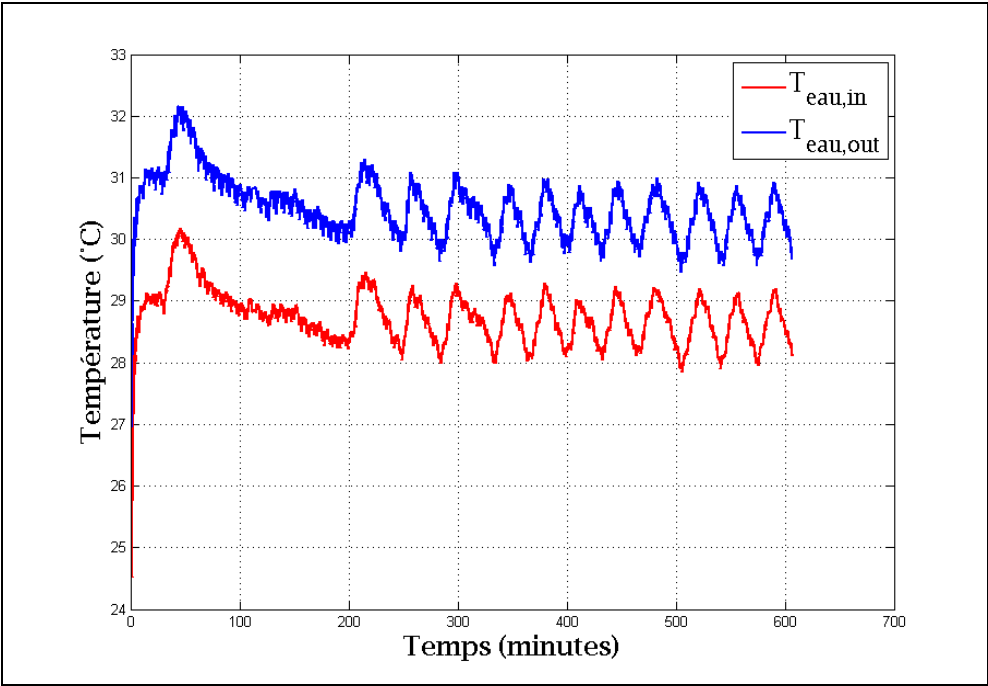


Figure-A IV-1 Graphique des températures de l'eau

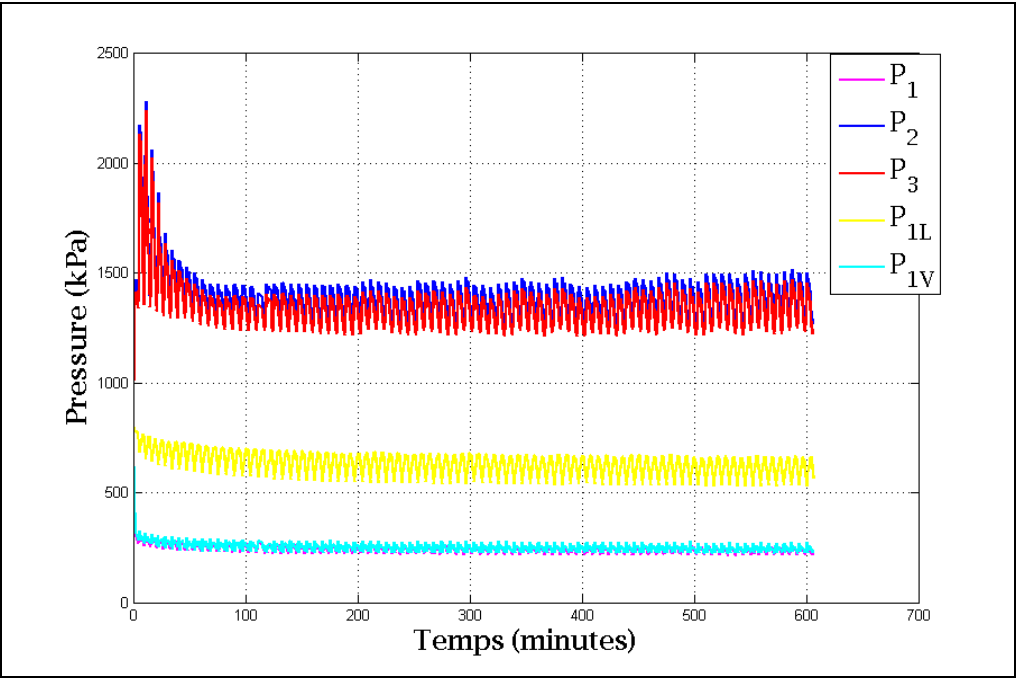


Figure-A IV-2 Graphique des pressions du réfrigérant

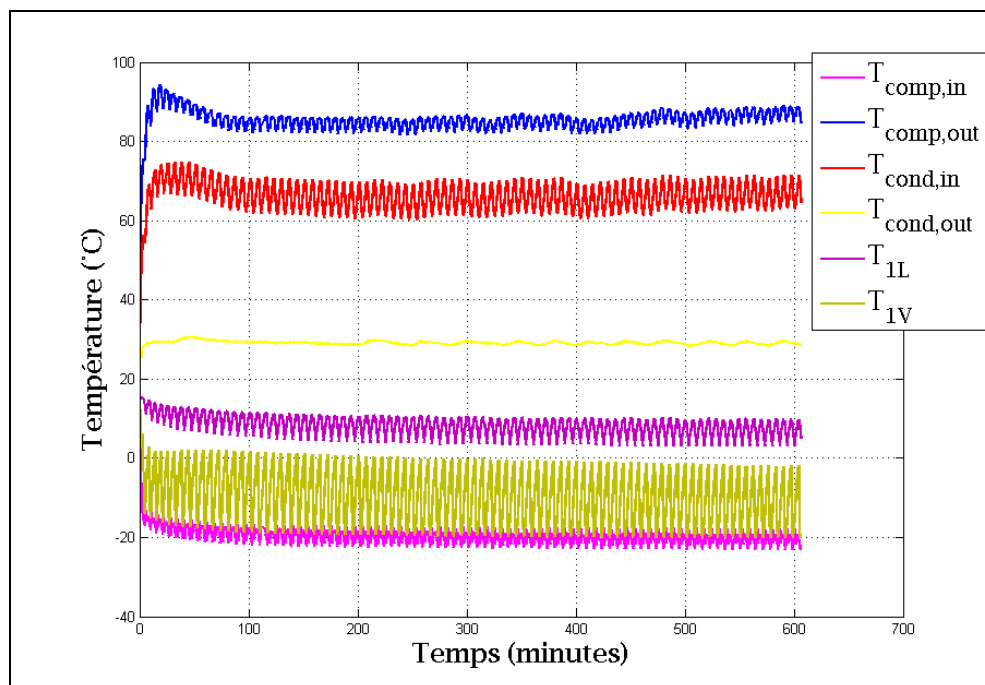


Figure-A IV-3 Graphique des températures du réfrigérant

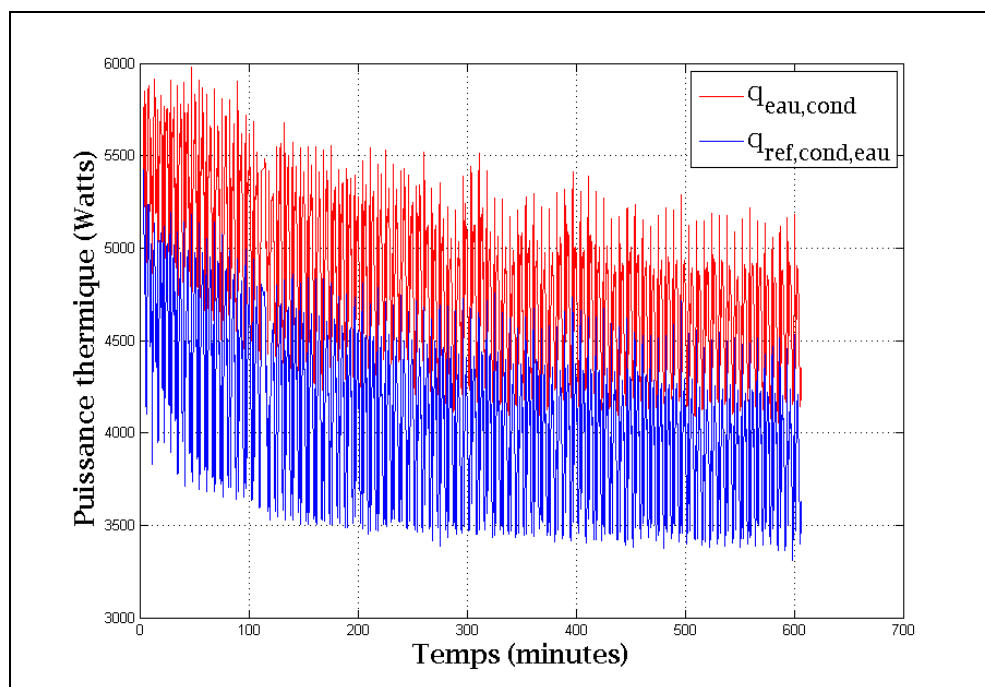


Figure-A IV-4 Graphique des puissances thermiques au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau

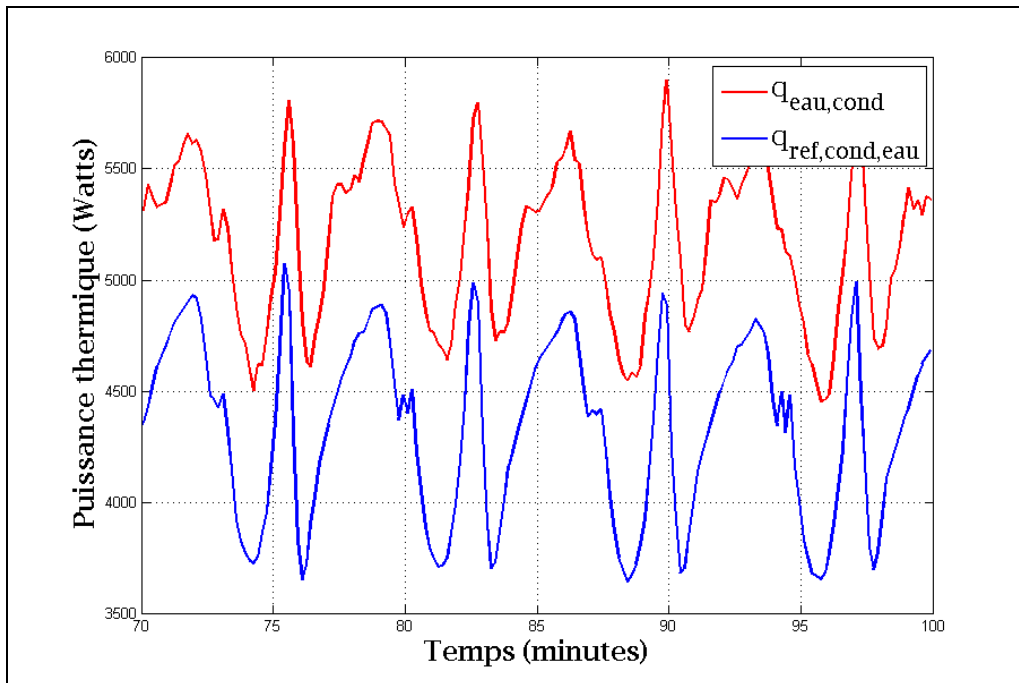


Figure-A IV-5 Graphique des puissances thermiques au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau pour un intervalle de 30 minutes

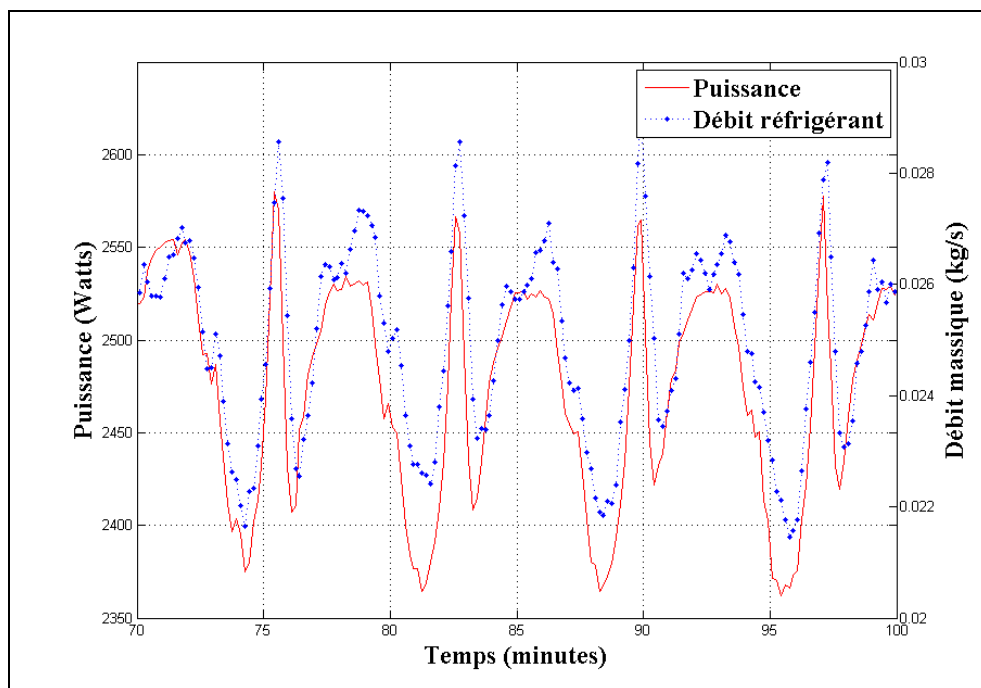


Figure-A IV-6 Graphique de la puissance consommée par le compresseur et du débit massique de réfrigérant évalué pour un intervalle de 30 minutes

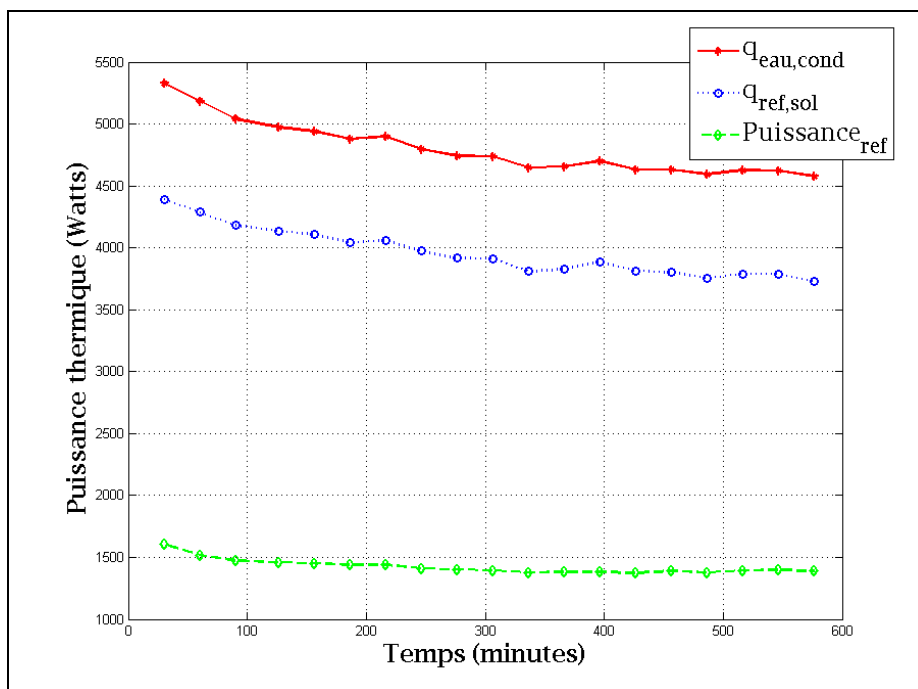


Figure-A IV-7 Évolution temporelle de la puissance thermique au condenseur, à l'évaporateur et de la puissance au compresseur

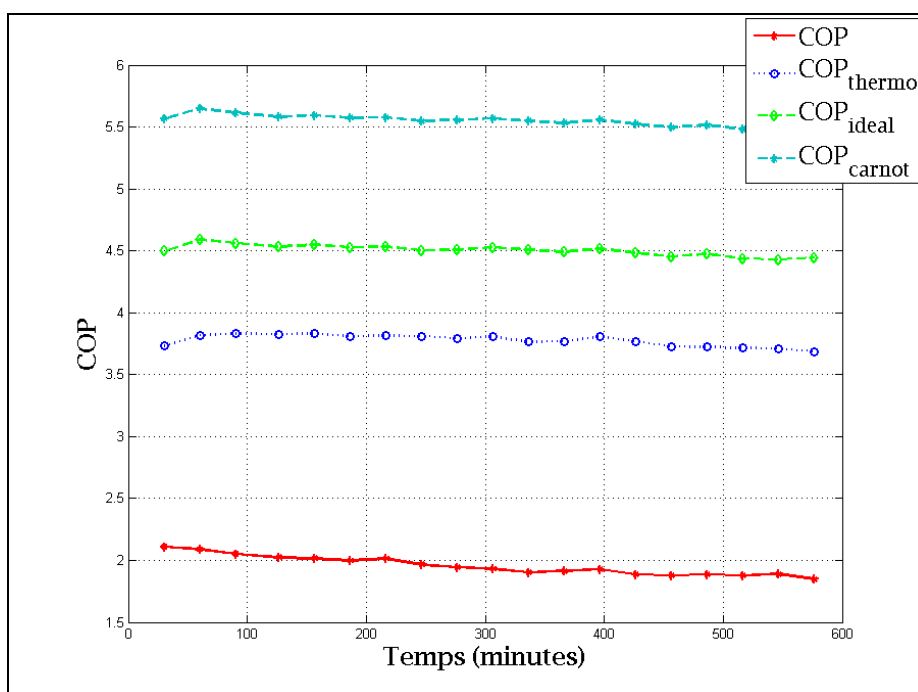


Figure-A IV-8 Évolution temporelle du COP , $\text{COP}_{\text{thermo}}$, $\text{COP}_{\text{idéal}}$ et $\text{COP}_{\text{Carnot}}$

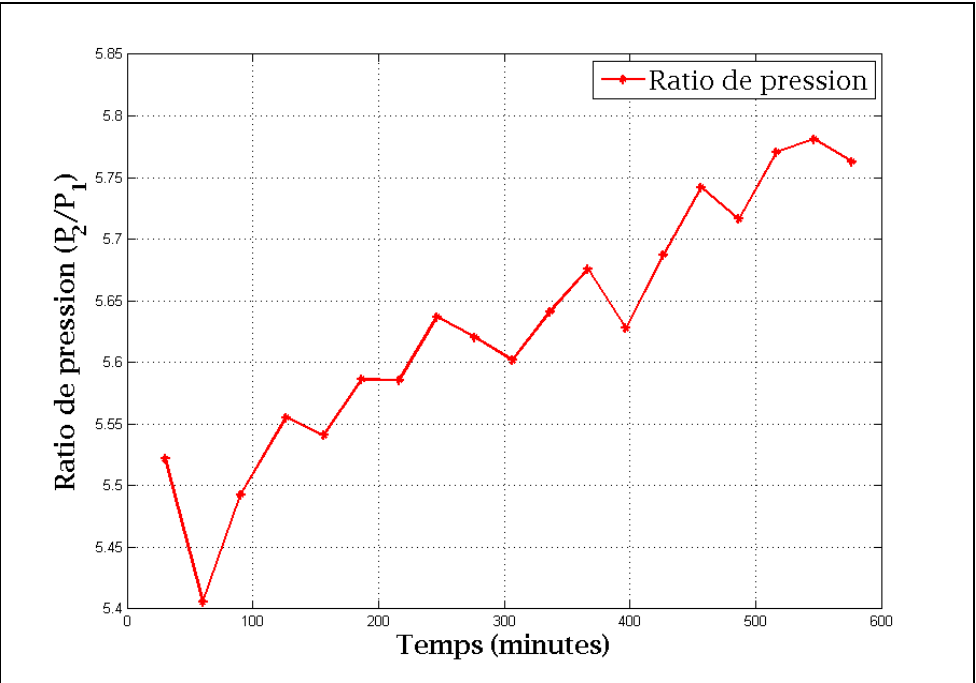


Figure-A IV-9 Évolution temporelle du rapport de pression au compresseur

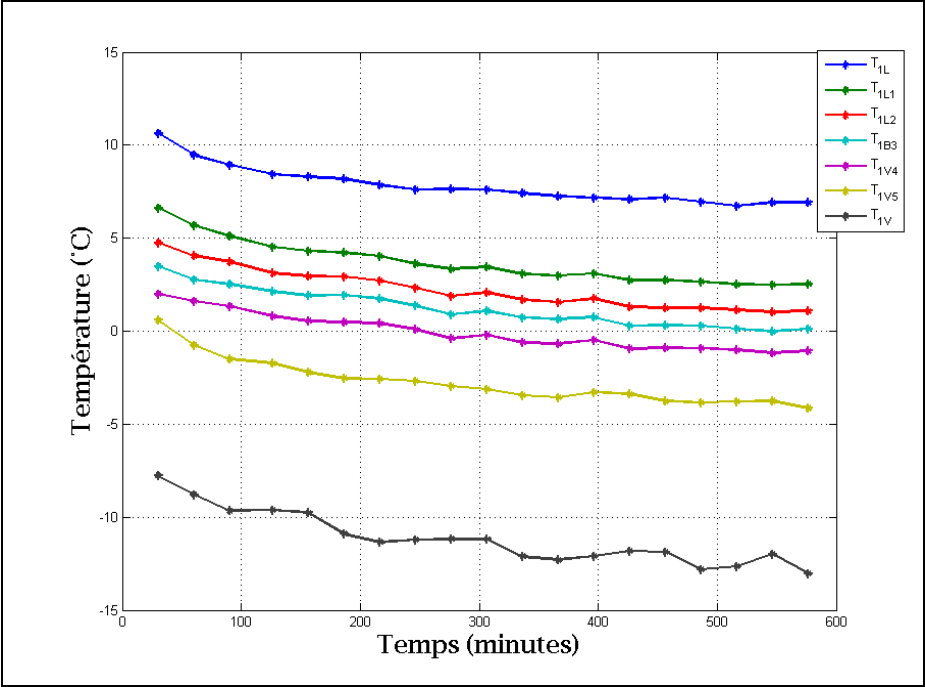


Figure-A IV-10 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #1

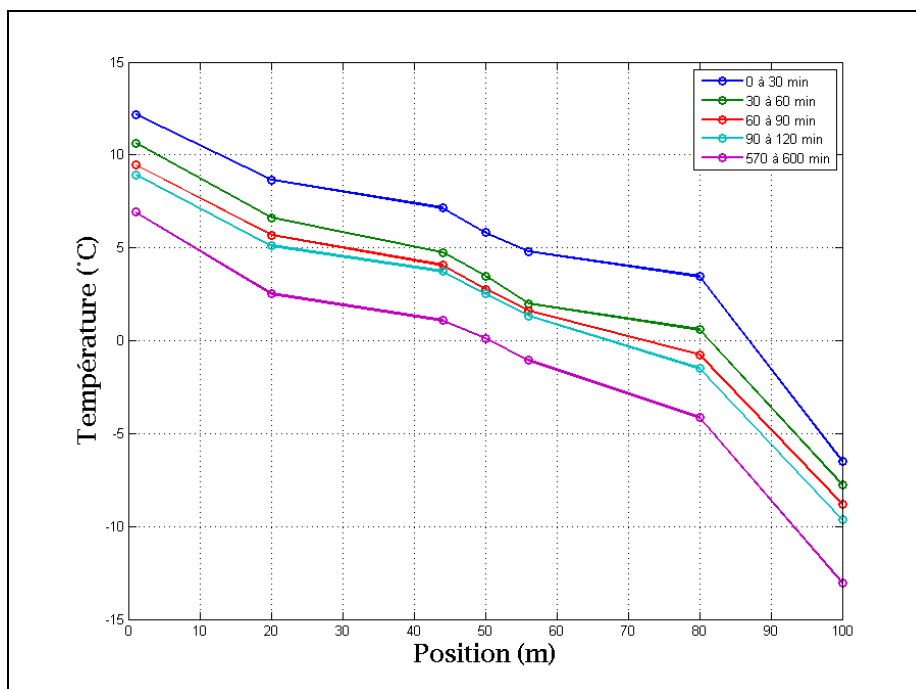


Figure-A IV-11 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #1

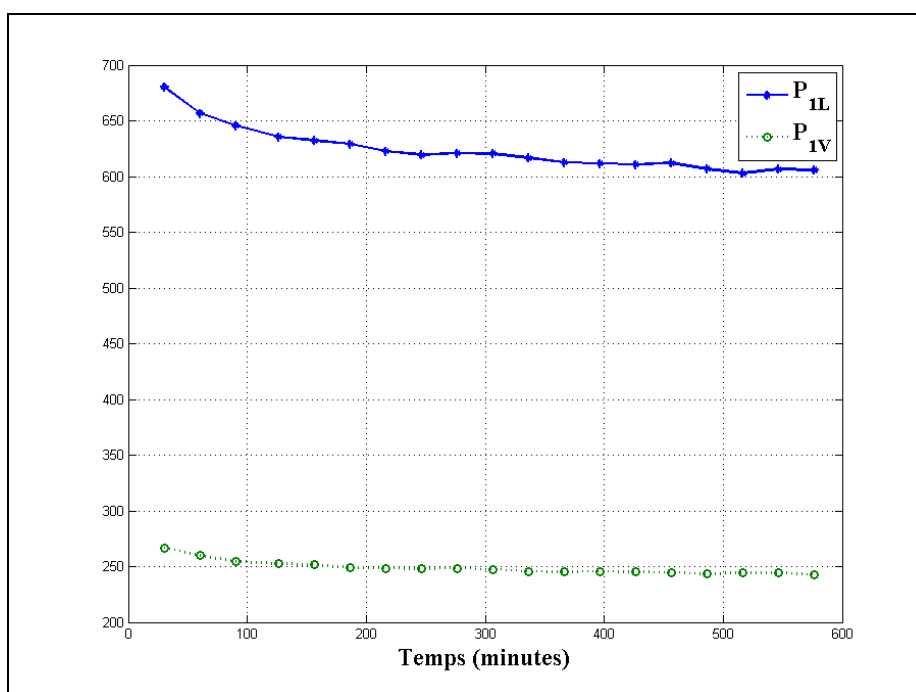


Figure-A IV-12 Évolution temporelle des pressions au niveau de la boucle #1

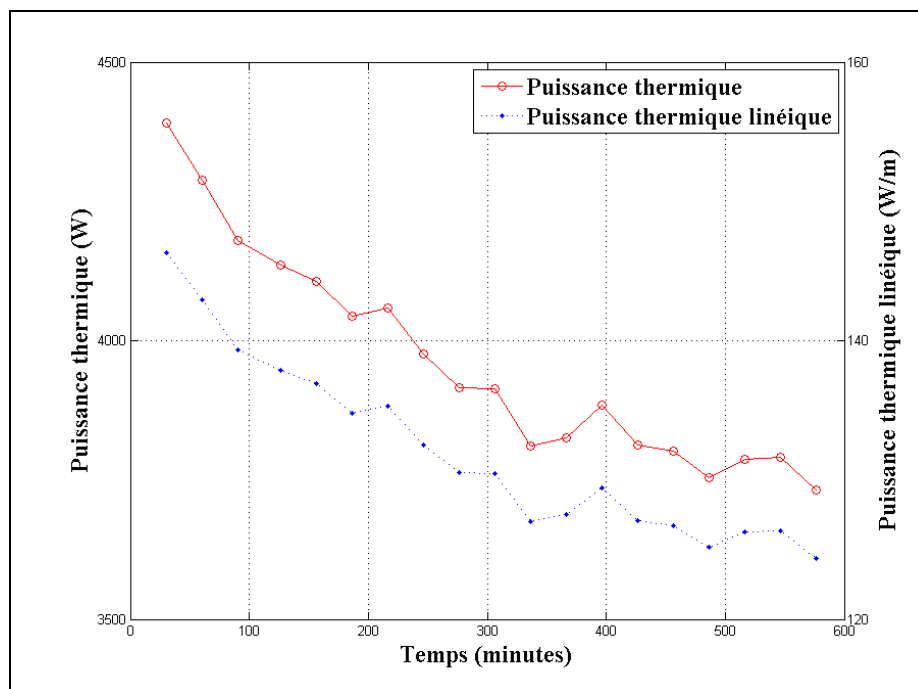


Figure-A IV-13 Évolution temporelle de la puissance thermique et de la puissance thermique linéique échangée au niveau de la boucle #1

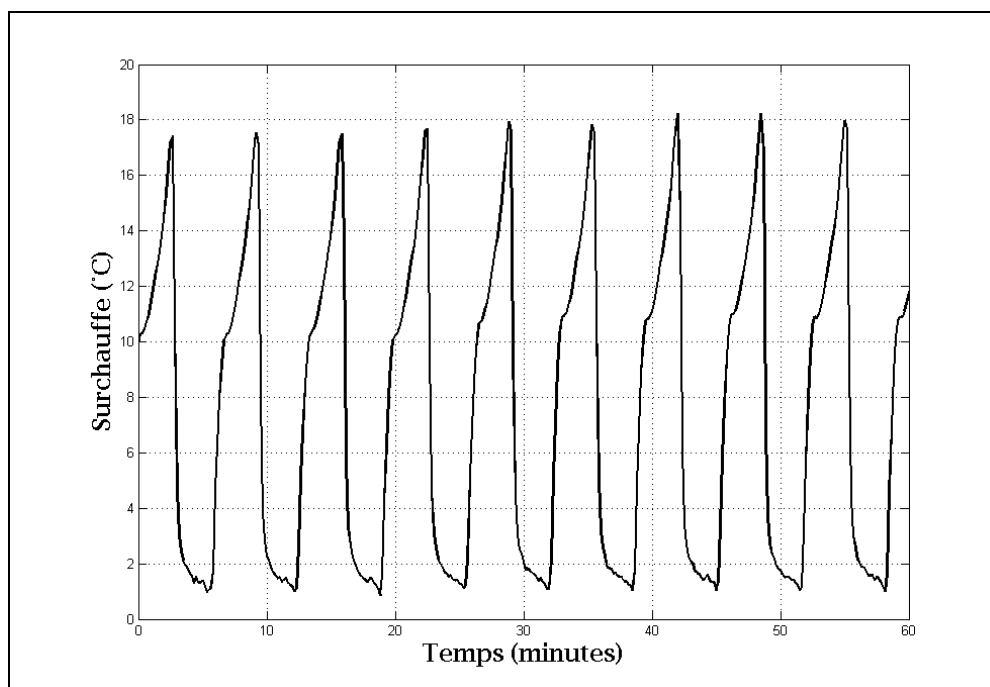


Figure-A IV-14 Évolution temporelle de la surchauffe au niveau de la boucle #1

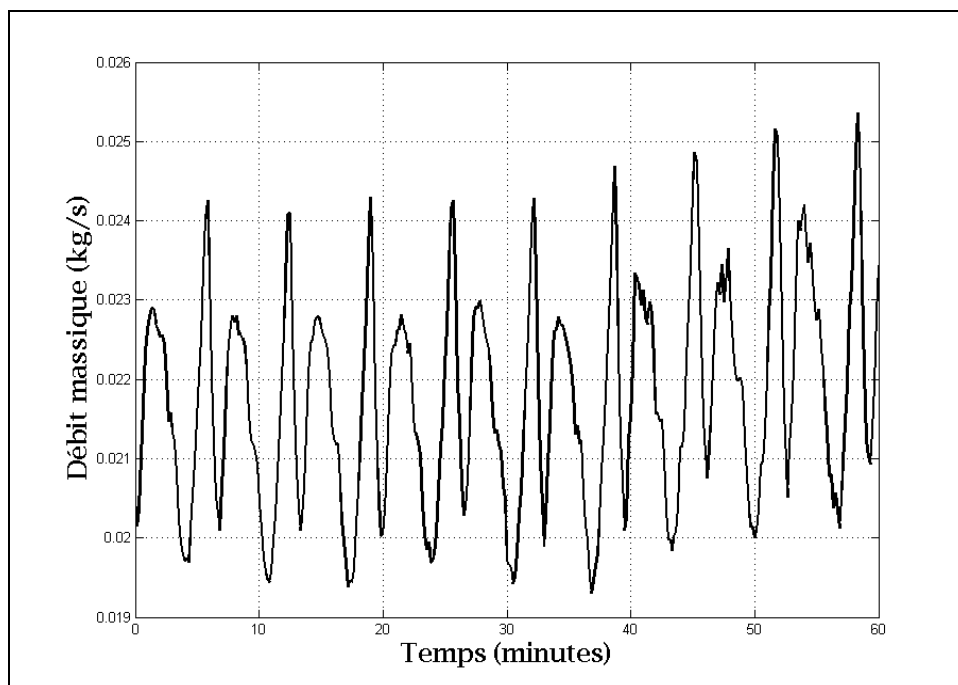


Figure-A IV-15 Évolution temporelle du débit massique de réfrigérant au niveau de la boucle #1

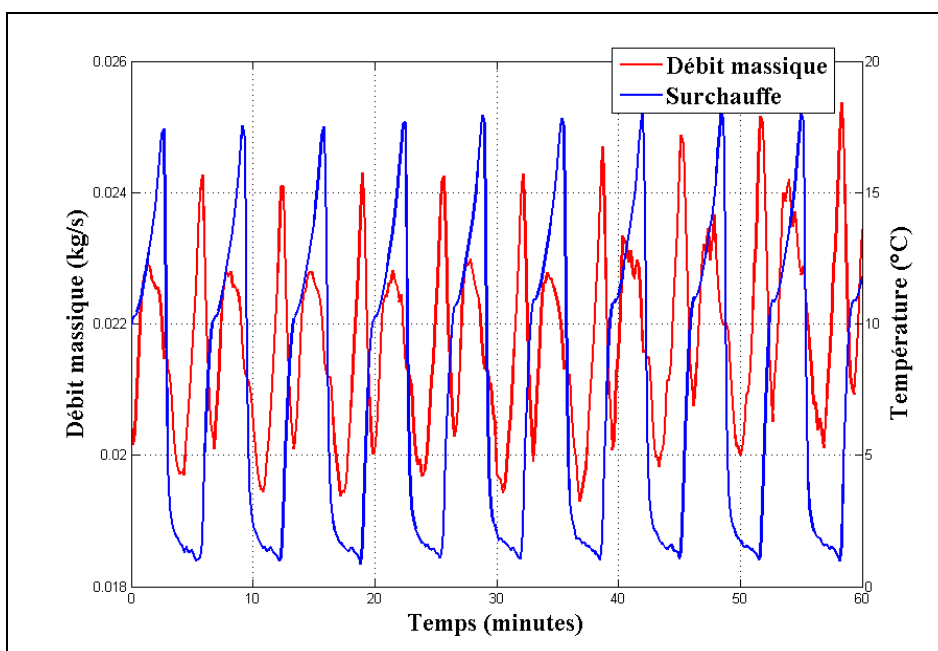


Figure-A IV-16 Évolution temporelle du débit massique de réfrigérant et de la surchauffe au niveau de la boucle #1

ANNEXE V

RÉSUMÉ DES TESTS EXPÉRIMENTAUX: MODE CHAUFFAGE CONTINU (BOUCLE #1 ACTIVÉE): TEST 120 MINUTES

Fichier de données: Data_659_MatLab

Mode: Chauffage

Particularités: Puits 1 activé

Pas de temps d'enregistrement: 10 secondes

Durée du test: 10 heures de fonctionnement continu

Intervalles de temps pour l'analyse des résultats: [2500:3500] Puits #1

Intervalle 1: [2680:2860] 30 premières minutes en régime quasi-permanent

Intervalle 2: [3320:3500] 30 dernières minutes en régime quasi-permanent

Intervalle 3: [3000:3180] 30 minutes pour analyse

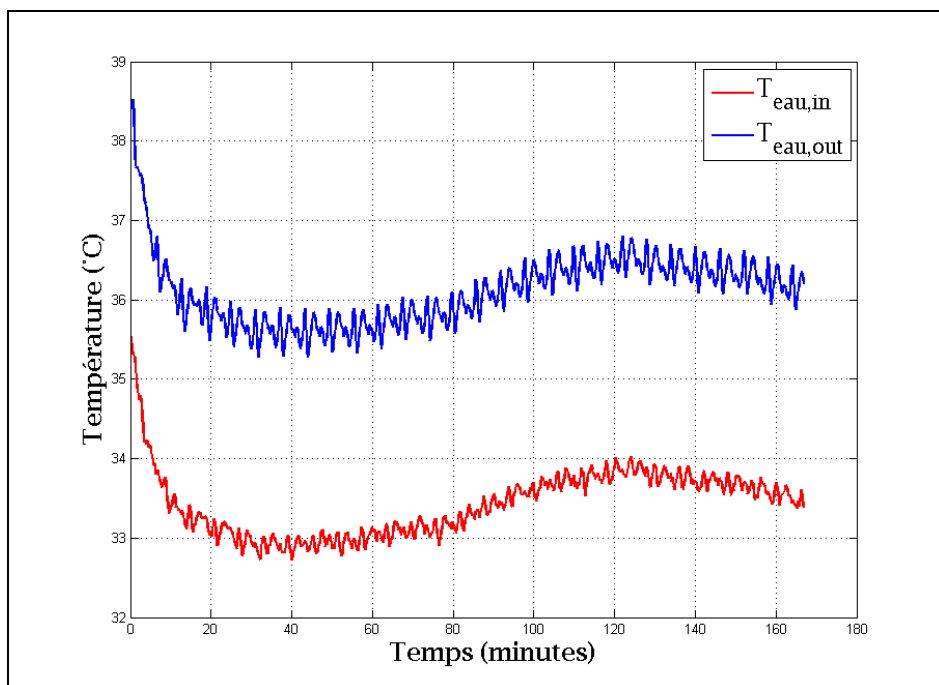


Figure-A V-1 Graphique des températures de l'eau

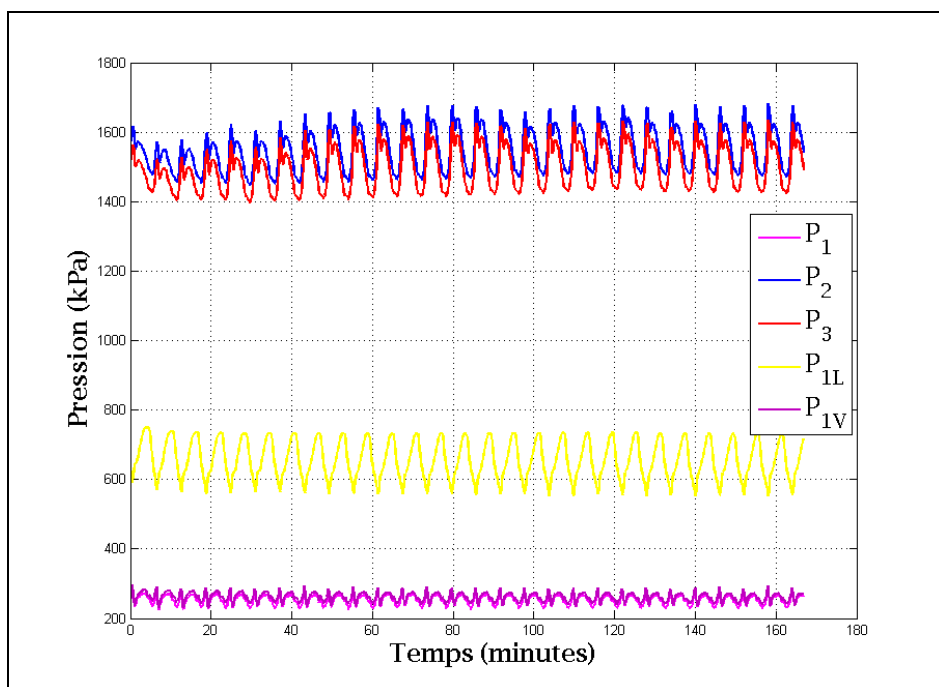


Figure-A V-2 Graphique des pressions du réfrigérant

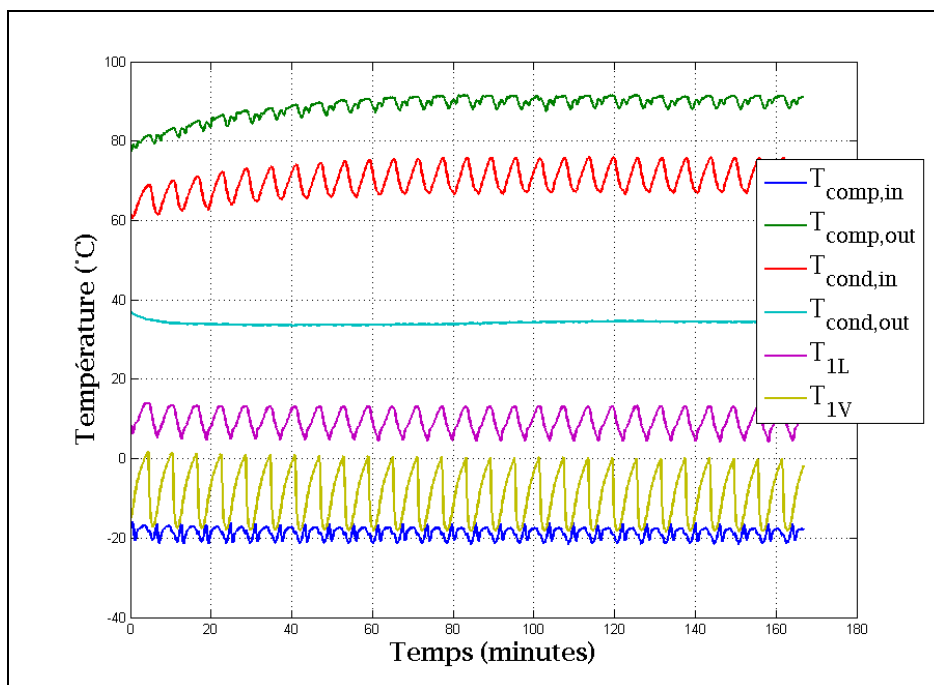
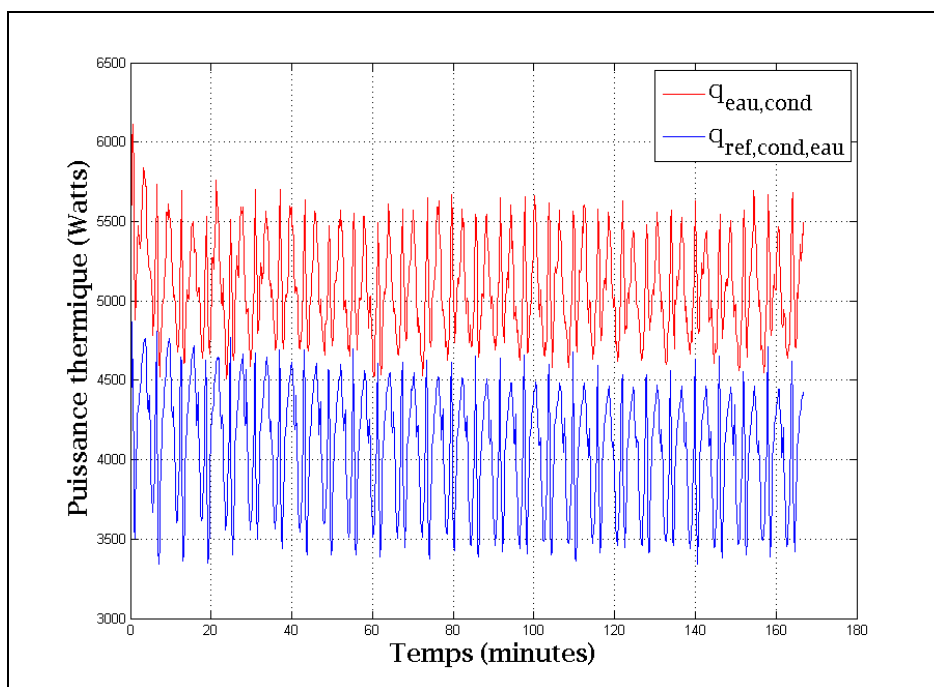


Figure-A V-3 Graphique des températures du réfrigérant

Figure-A V-4 Graphique des puissances thermiques
au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau

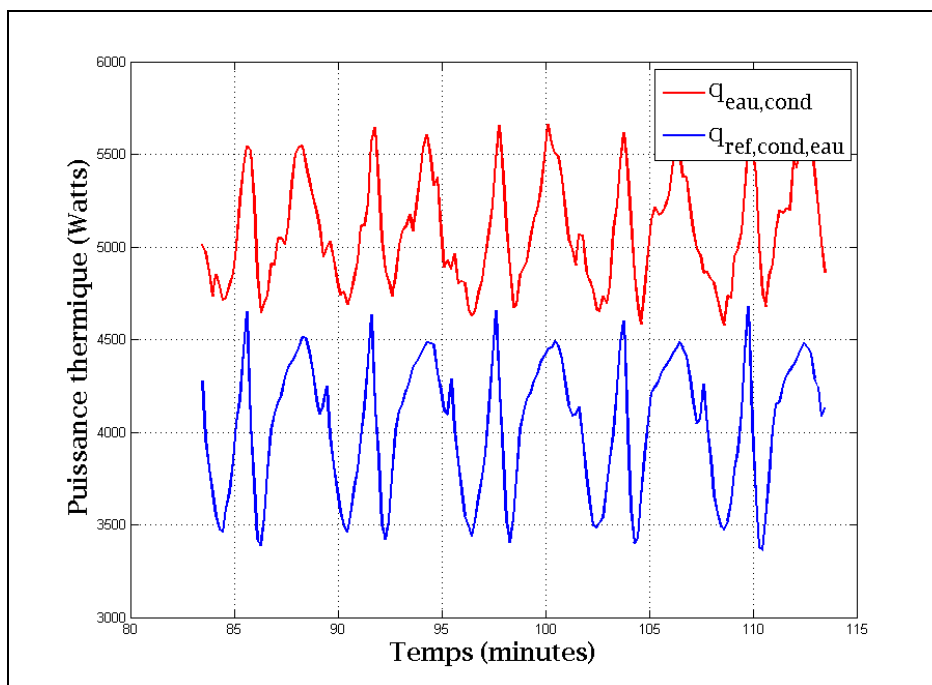


Figure-A V-5 Graphique des puissances thermiques au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau pour un intervalle de 30 minutes

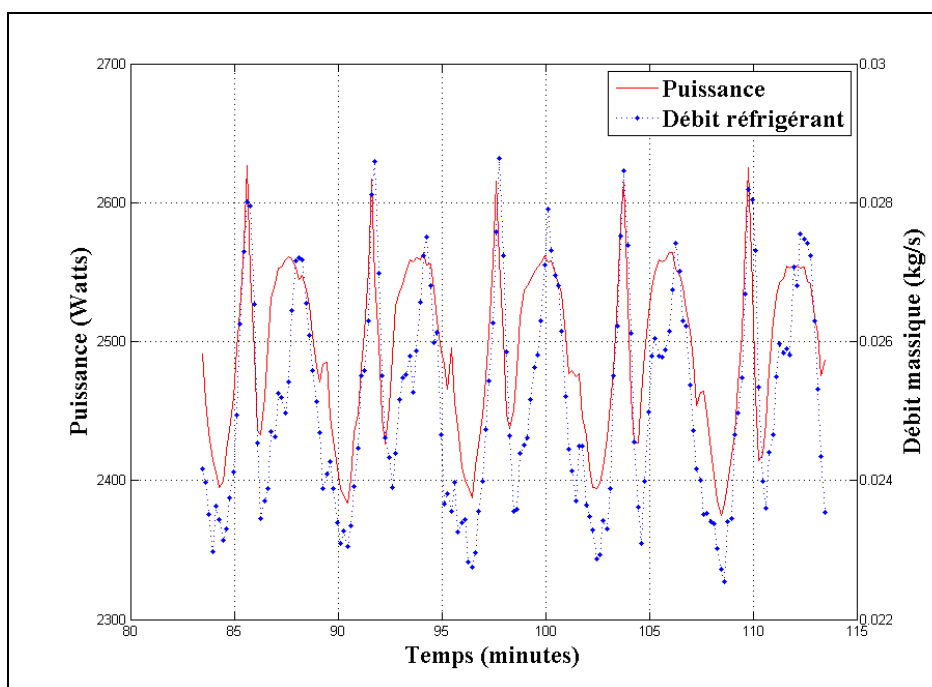


Figure-A V-6 Graphique de la puissance consommée par le compresseur et du débit massique de réfrigérant évalué pour un intervalle de 30 minutes

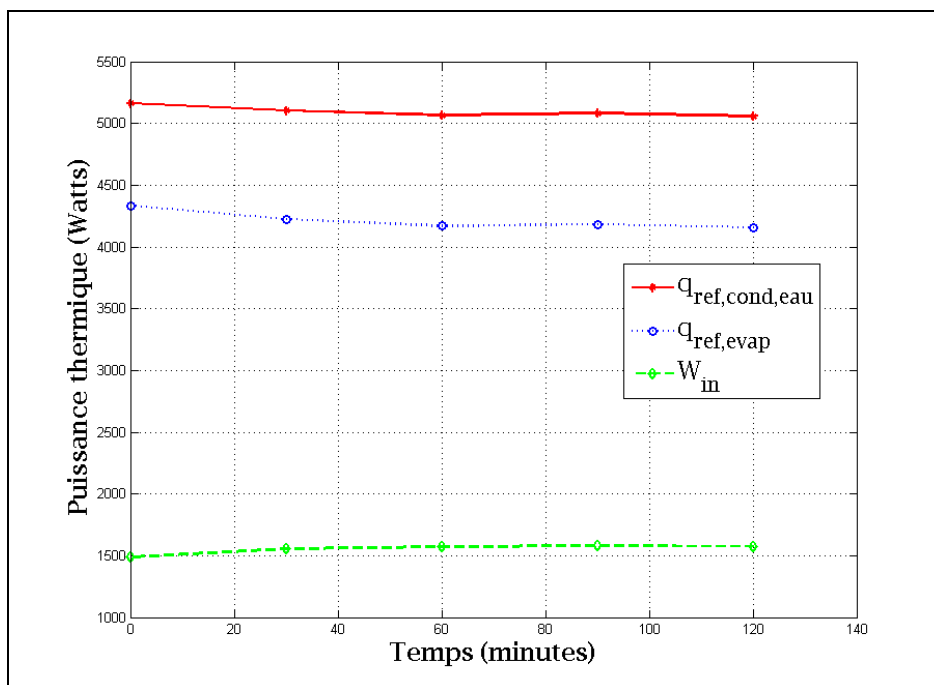


Figure-A V-7 Évolution temporelle de la puissance thermique au condenseur, à l'évaporateur et de la puissance au compresseur

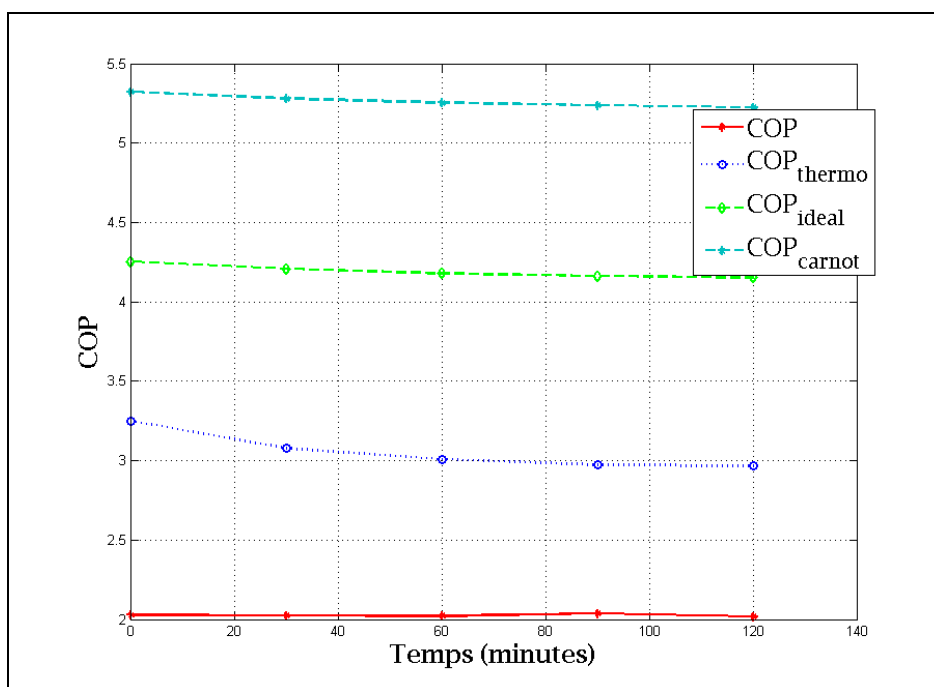


Figure-A V-8 Évolution temporelle du COP , COP_{thermo} , $COP_{idéal}$ et COP_{Carnot}

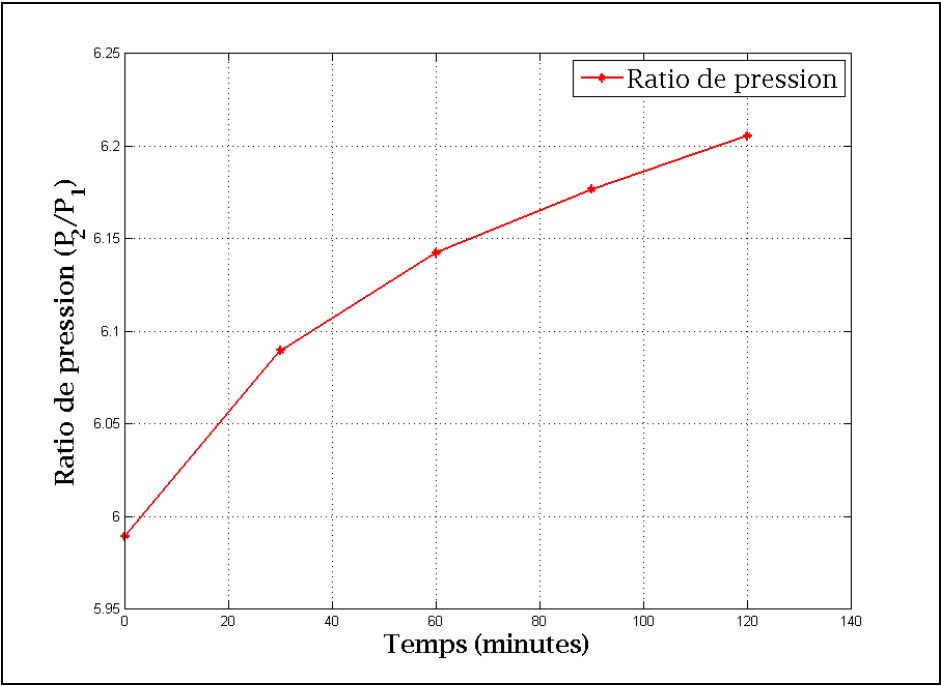


Figure-A V-9 Évolution temporelle du rapport de pression au compresseur

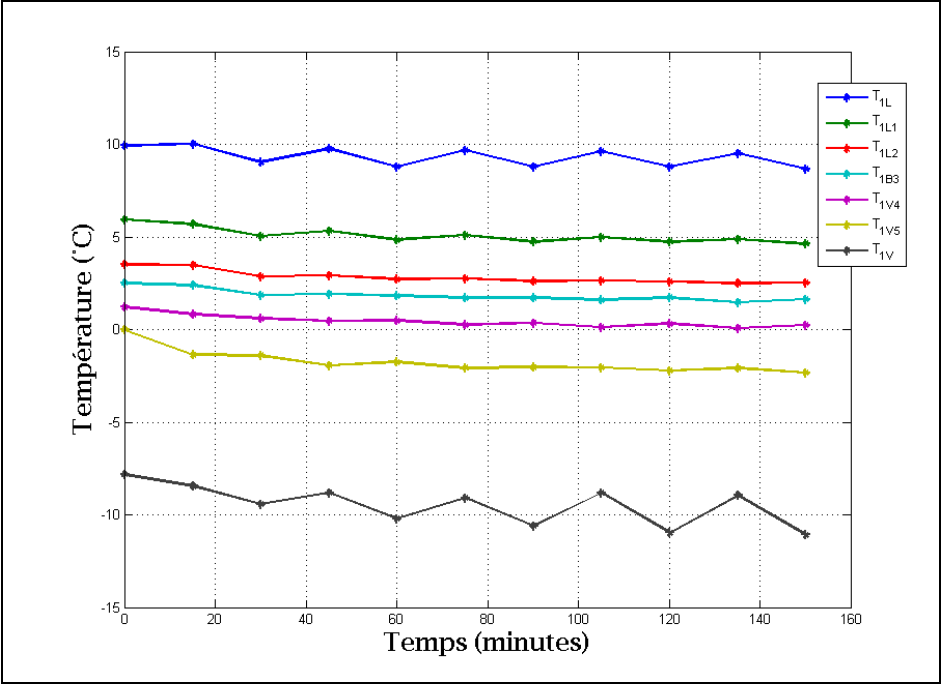


Figure-A V-10 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #1

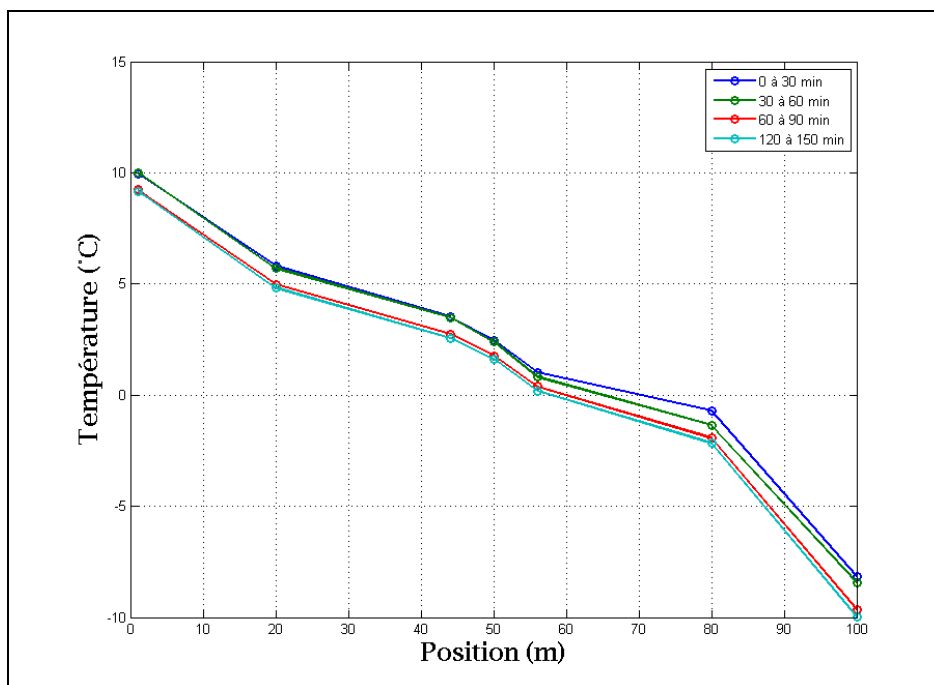


Figure-A V-11 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #1

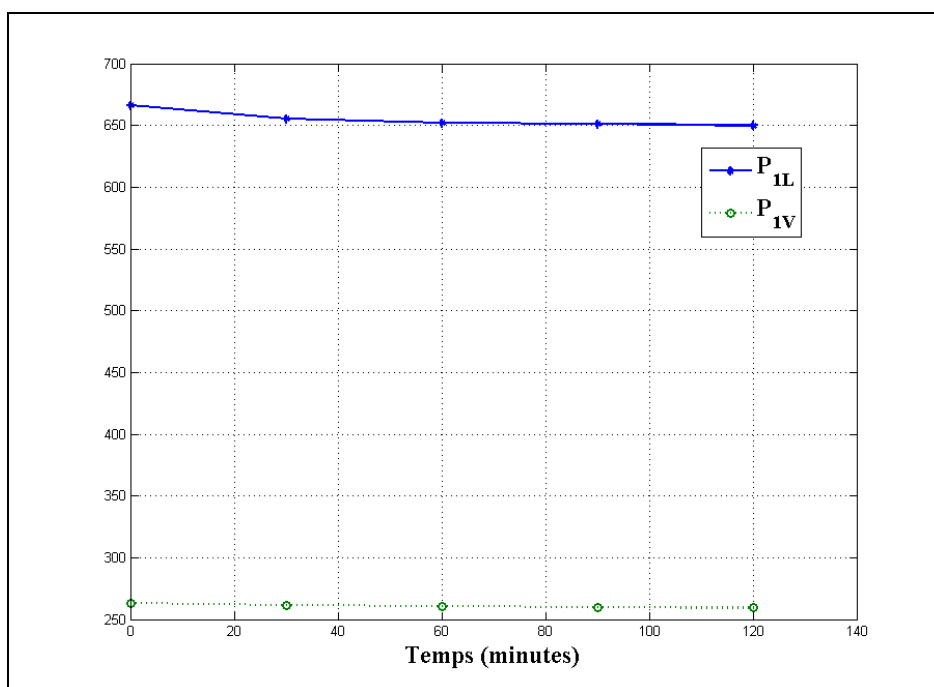


Figure-A V-12 Évolution temporelle des pressions au niveau de la boucle #1

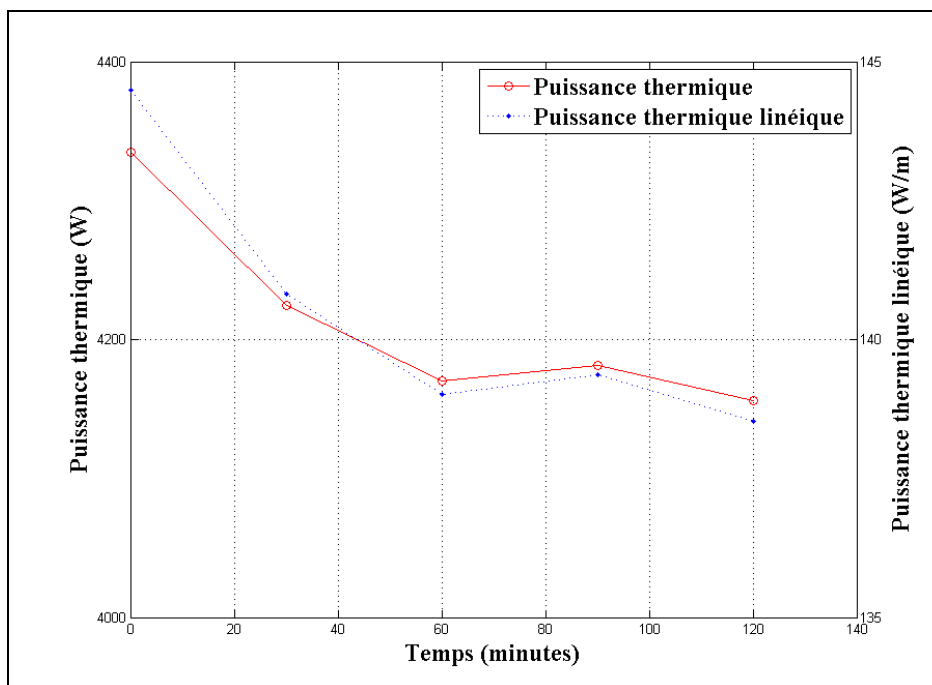


Figure-A V-13 Évolution temporelle de la puissance thermique et de la puissance thermique linéique échangée au niveau de la boucle #1

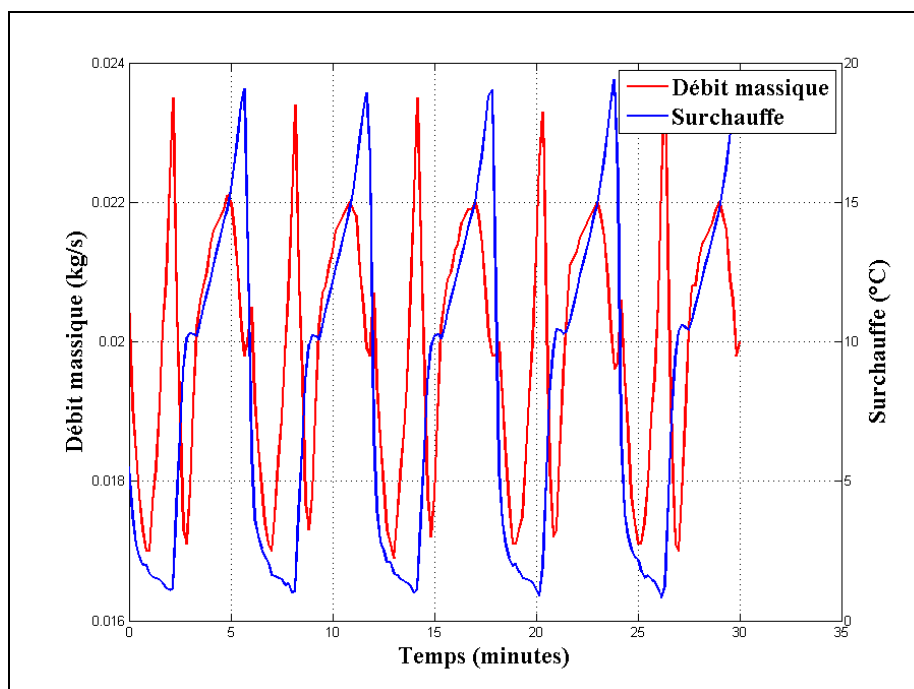


Figure-A V-14 Évolution temporelle du débit massique de réfrigérant et de la surchauffe au niveau de la boucle #1

ANNEXE VI

RÉSUMÉ DES TESTS EXPÉRIMENTAUX: MODE CHAUFFAGE CONTINU (BOUCLE #2 ACTIVÉE): TEST 120 MINUTES

Fichier: Data_660_MatLab

Mode: Chauffage

Particularités: Puits 2 activé [150:1300]

Pas de temps d'enregistrement: 10 secondes

Durée du test: 3.5 heures de fonctionnement continu

Intervalles de temps pour l'analyse des résultats:

Intervalle 1: [330:390] Premières 10 minutes en régime quasi-permanent

Intervalle 2: [1240:1300] 10 minutes du test après 110 minutes de fonctionnement en régime quasi-permanent

Intervalle 3: [1000:1030] 30 minutes pour analyse

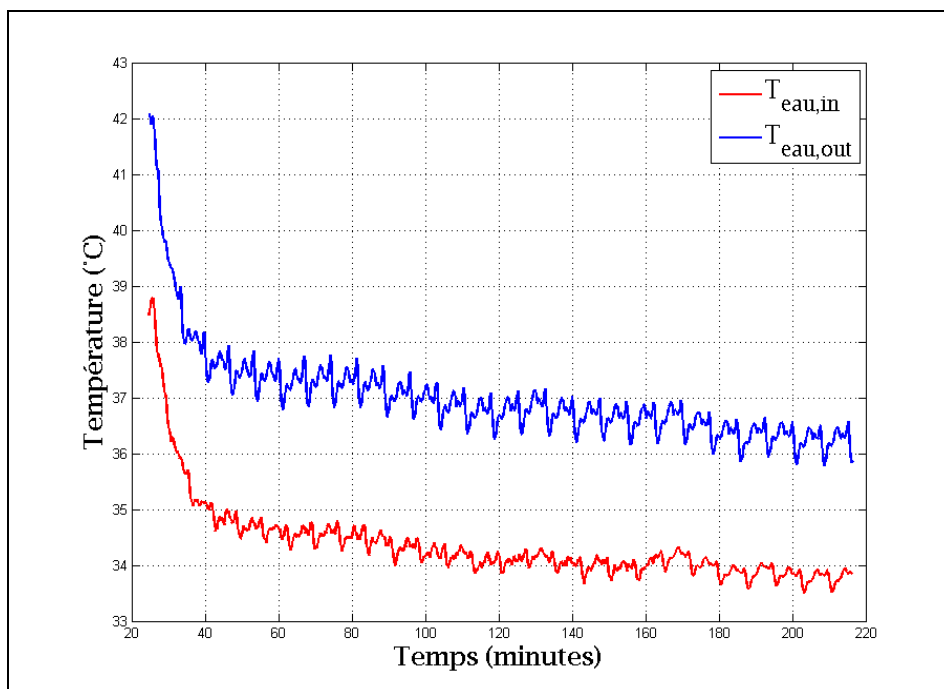


Figure-A VI-1 Graphique des températures de l'eau

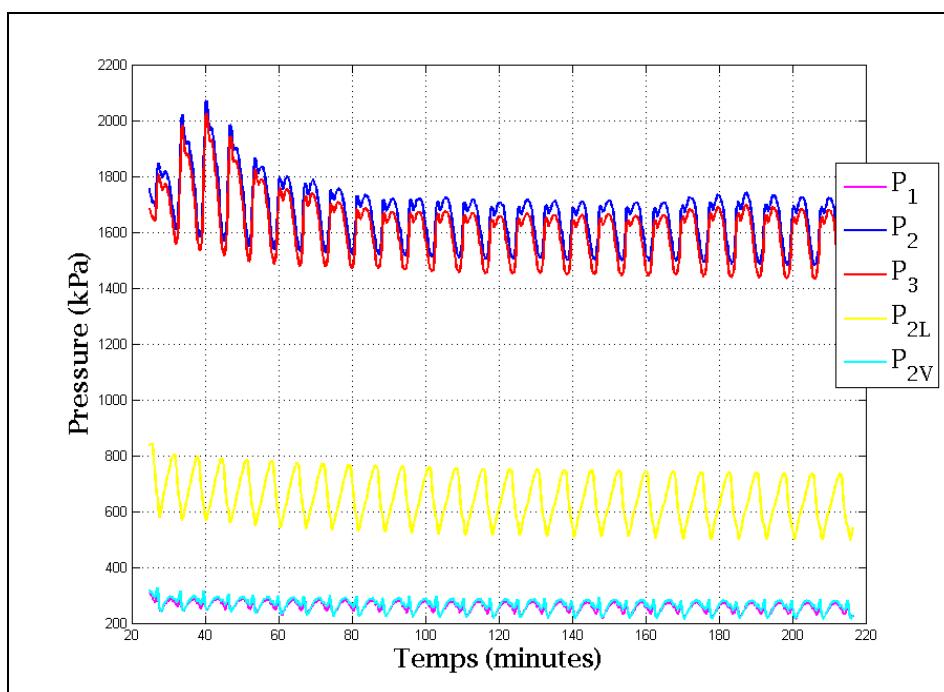


Figure-A VI-2 Graphique des pressions du réfrigérant

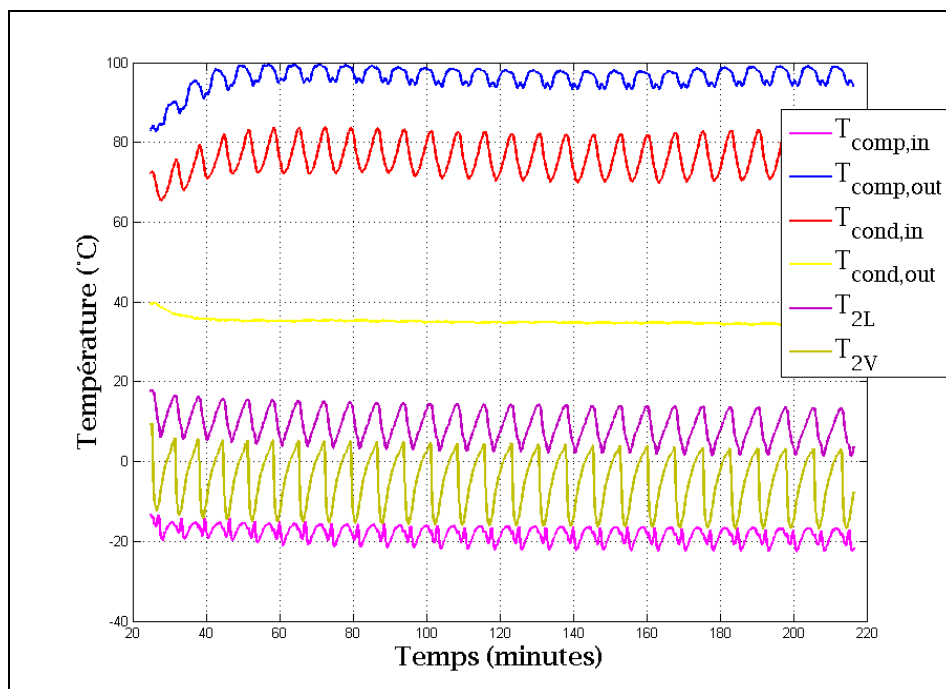
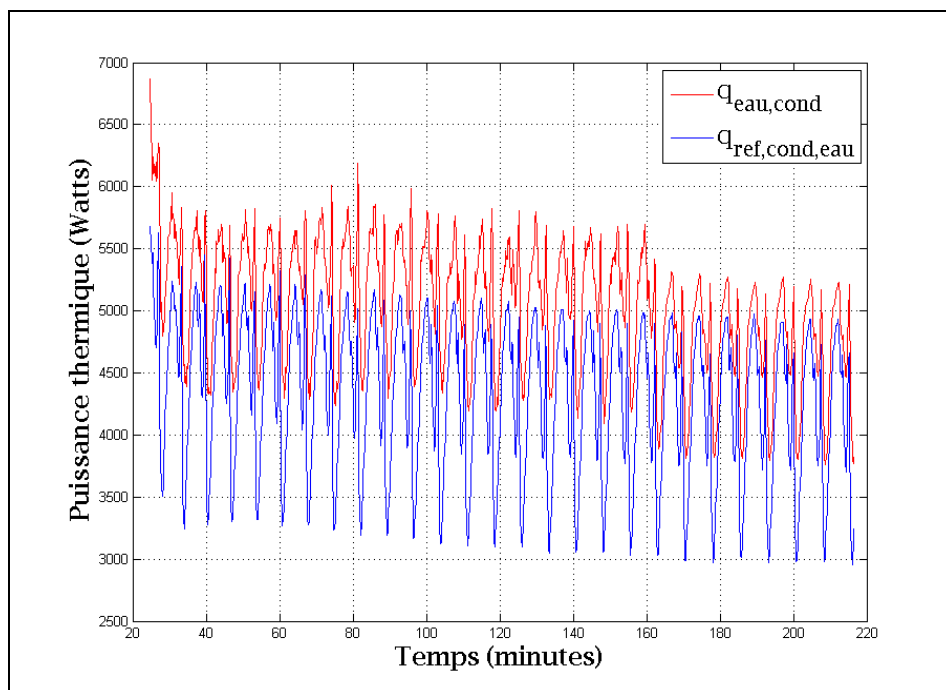


Figure-A VI-3 Graphique des températures du réfrigérant

Figure-A VI-4 Graphique des puissances thermiques
au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau

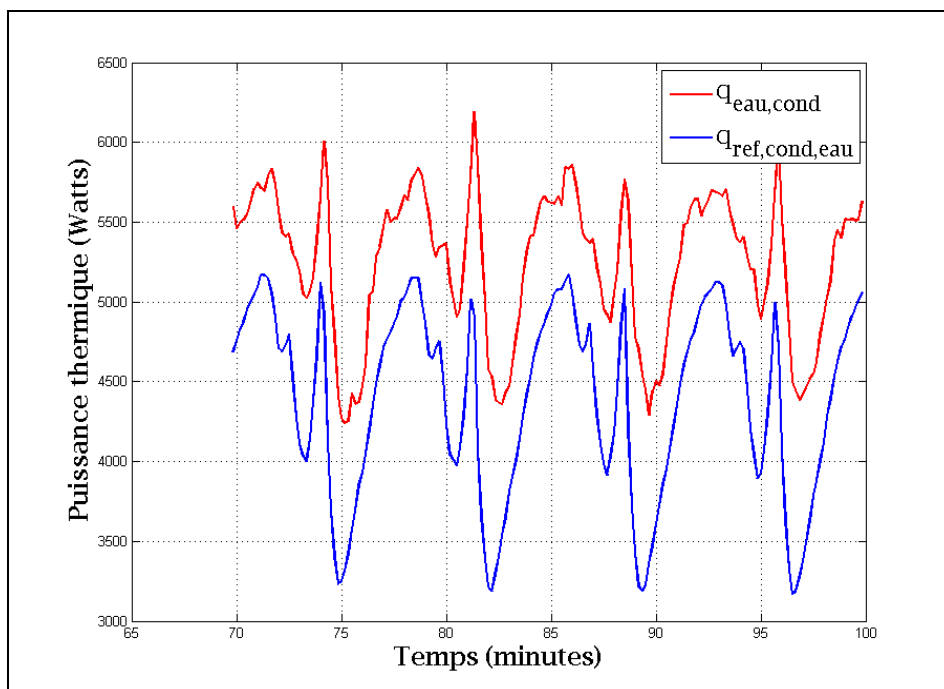


Figure-A VI-5 Puissances thermiques au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau pour un intervalle de 30 minutes

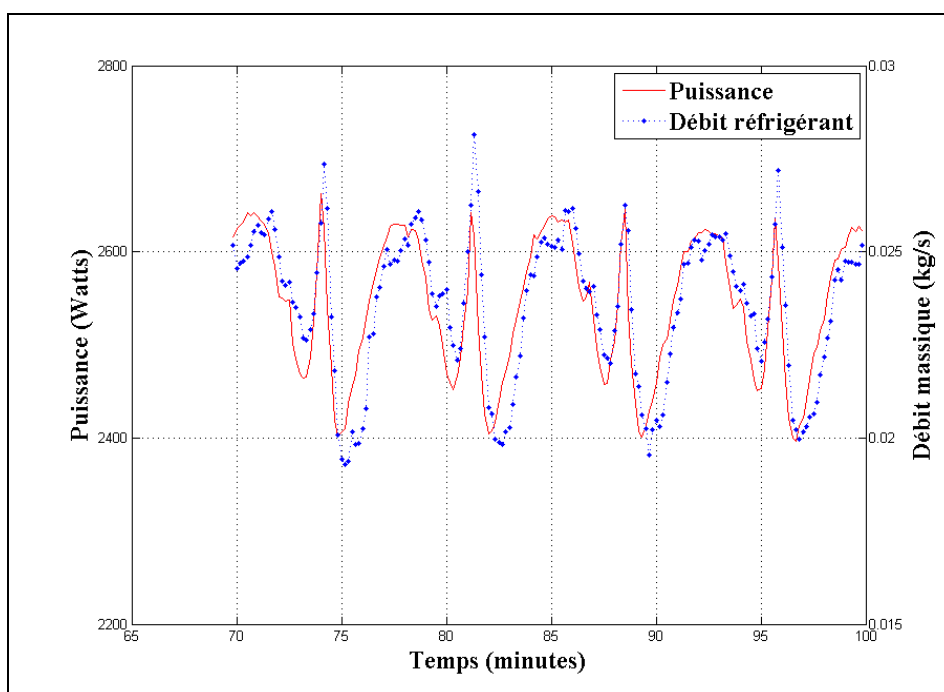


Figure-A VI-6 Puissance consommée par le compresseur et du débit massique de réfrigérant

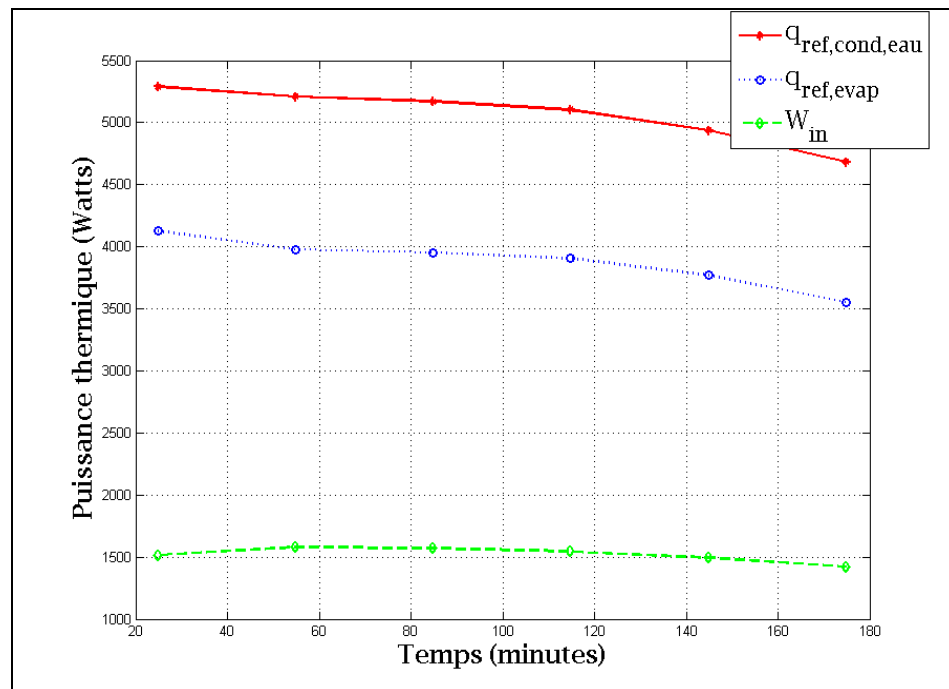


Figure-A VI-7 Évolution temporelle de la puissance thermique au condenseur, à l'évaporateur et de la puissance au compresseur

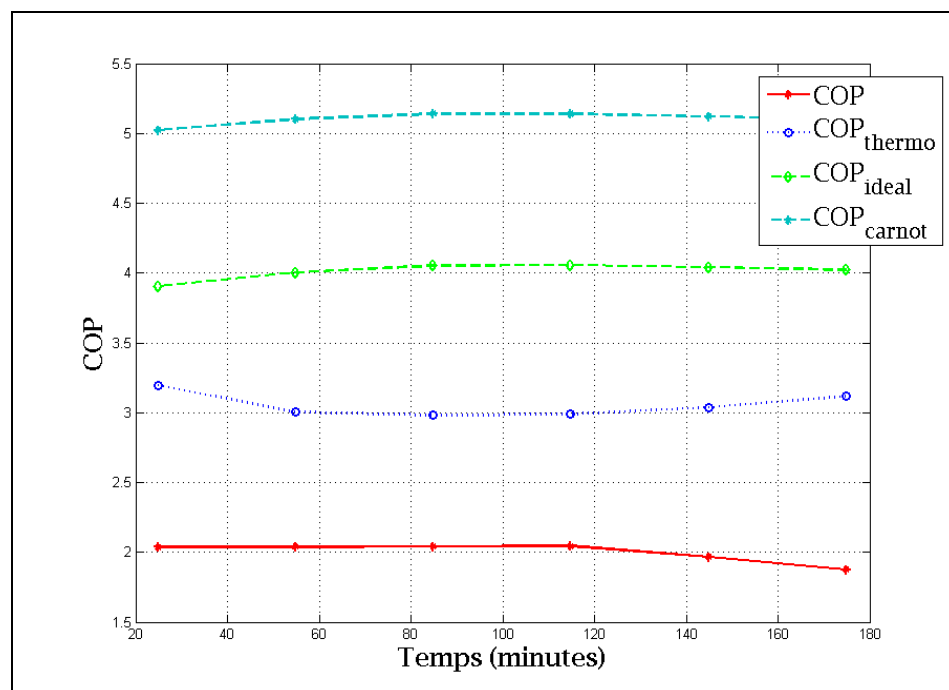


Figure-A VI-8 Évolution temporelle du COP , COP_{thermo} , $COP_{idéal}$ et COP_{Carnot}

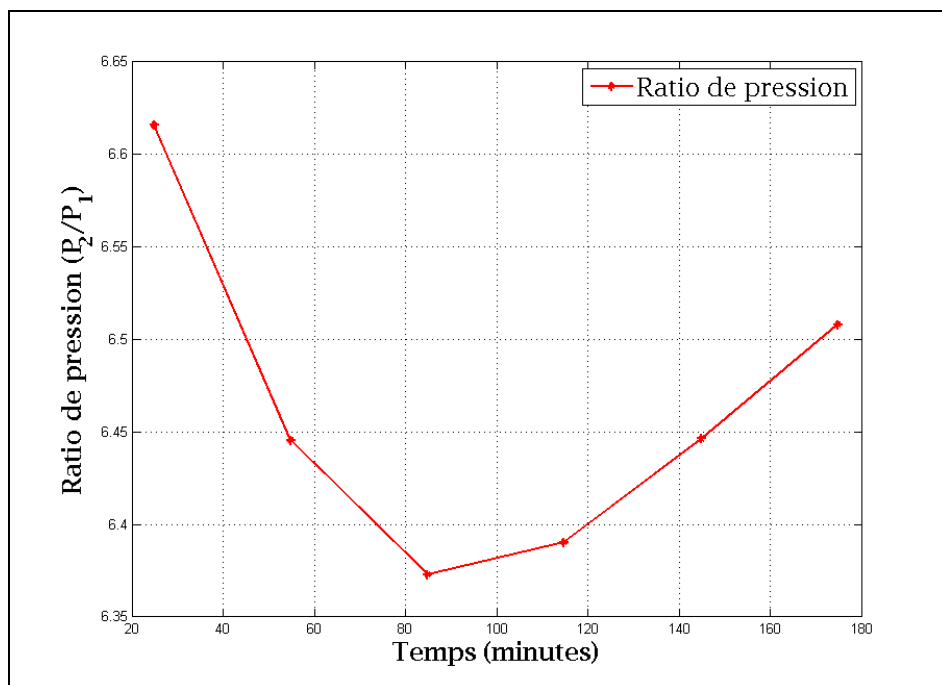


Figure-A VI-9 Évolution temporelle du rapport de pression au compresseur

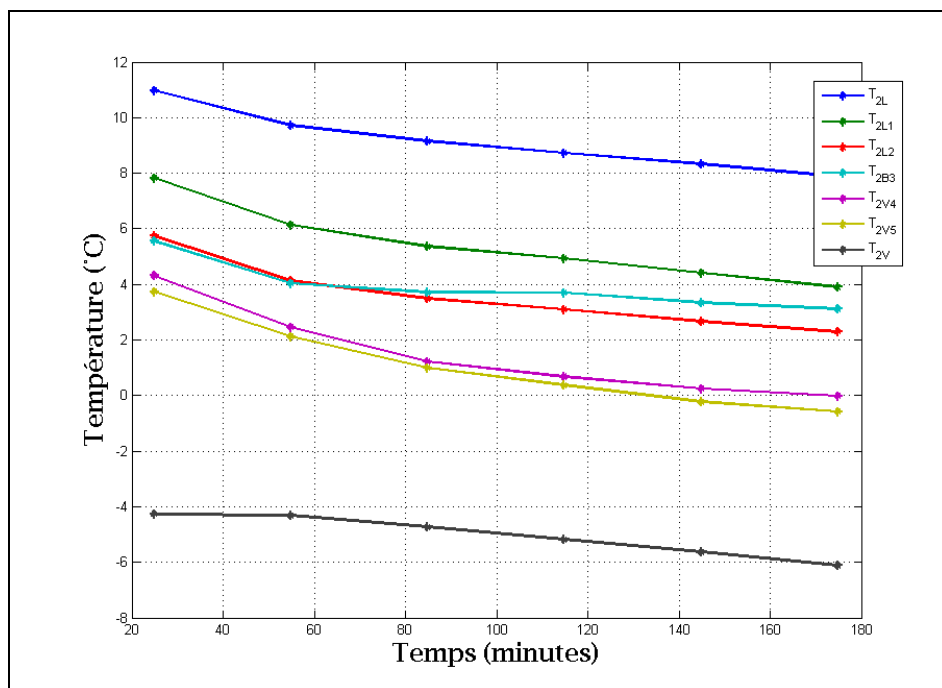


Figure-A VI-10 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #2

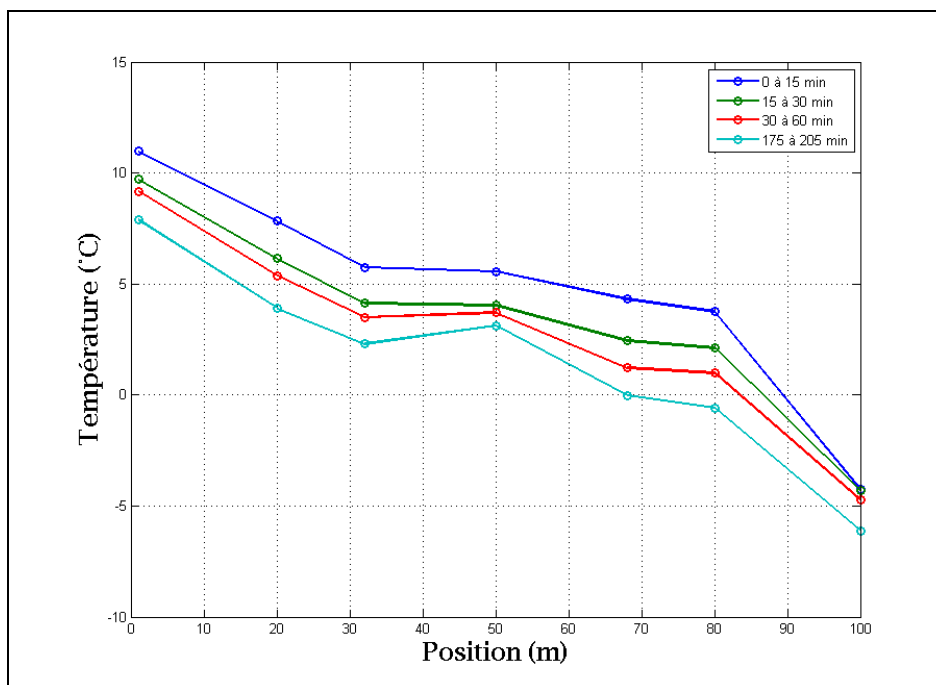


Figure-A VI-11 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #2

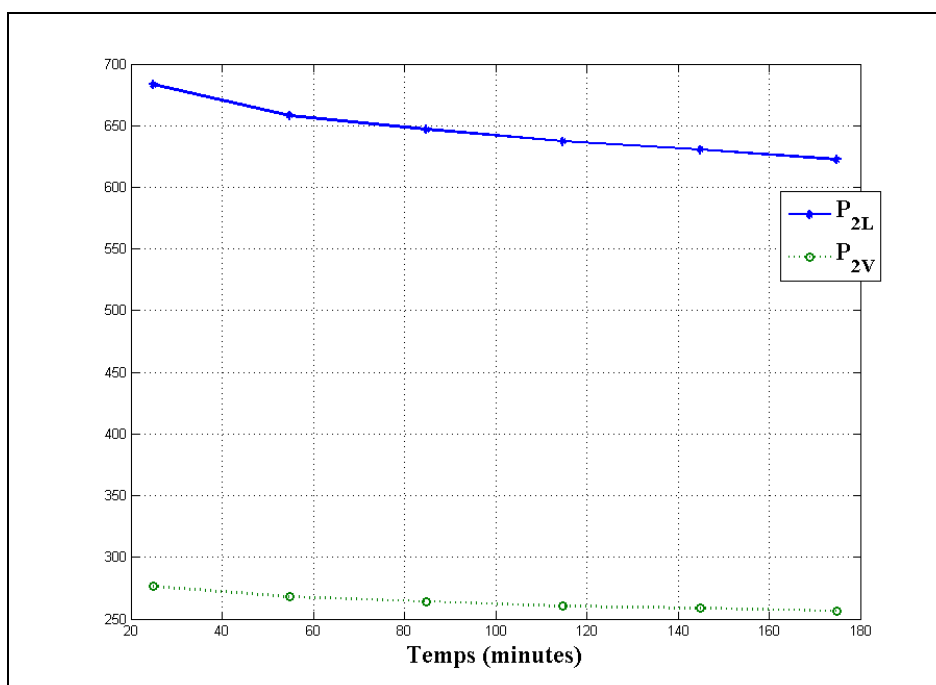


Figure-A VI-12 Évolution temporelle des pressions au niveau de la boucle #2

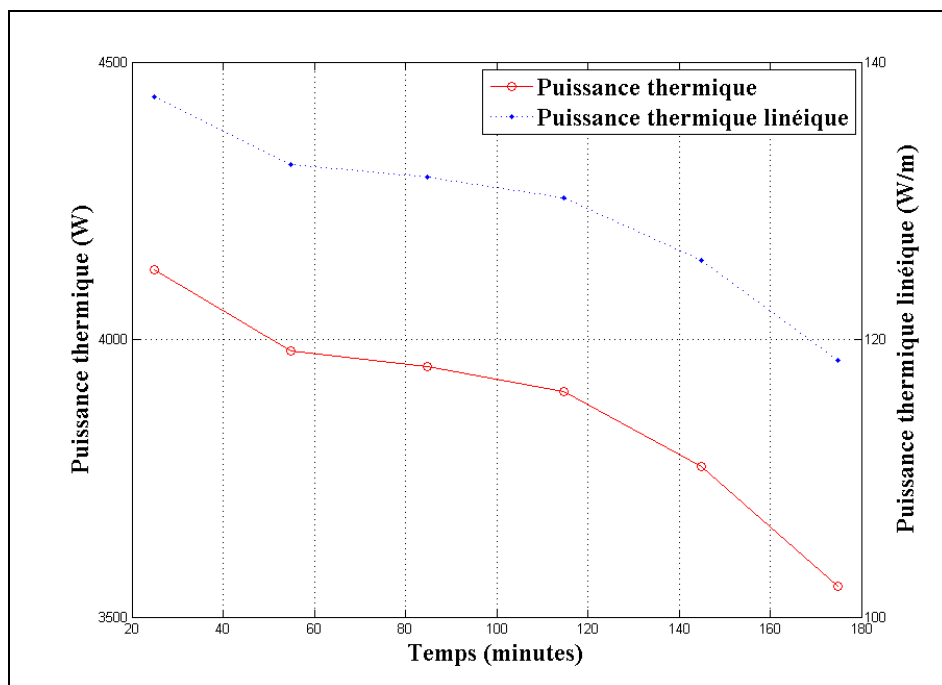


Figure-A VI-13 Évolution temporelle de la puissance thermique et de la puissance thermique linéique échangée au niveau de la boucle #2

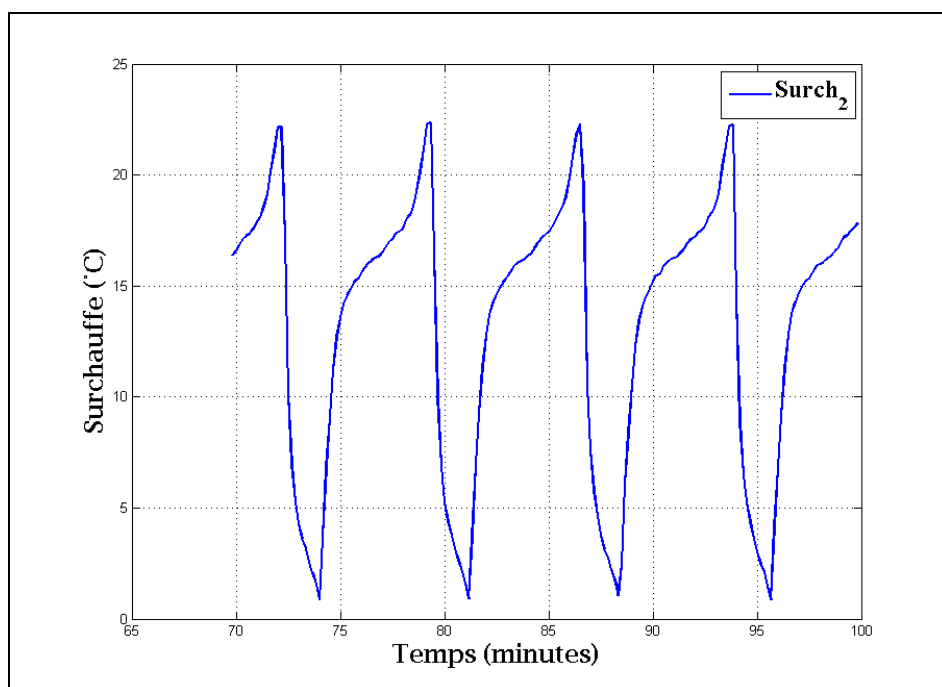


Figure-A VI-14 Évolution temporelle de la surchauffe au niveau de la boucle #2

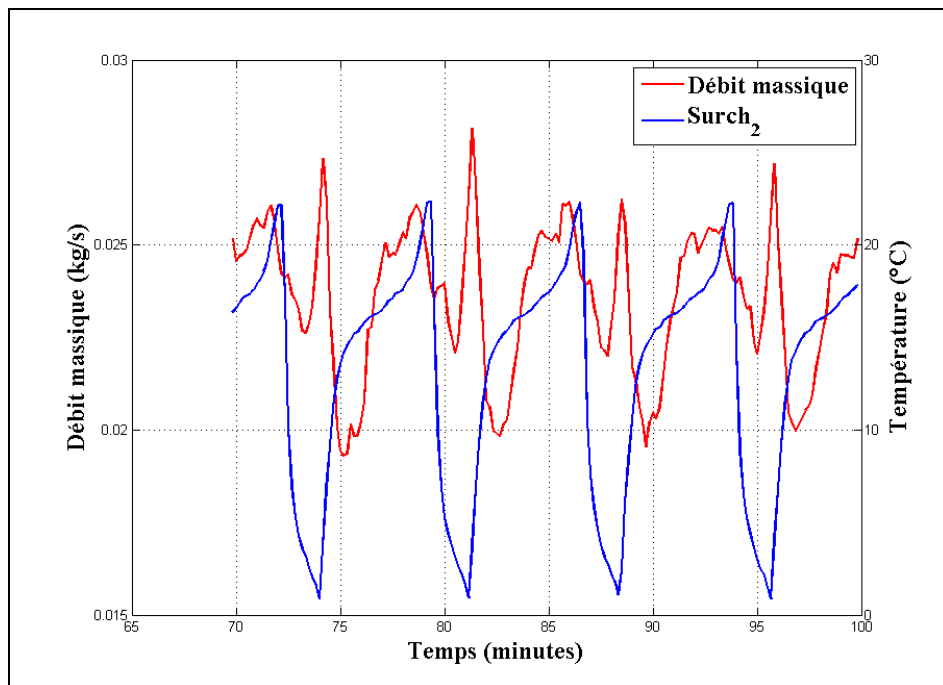


Figure-A VI-15 Évolution temporelle du débit massique de réfrigérant et de la surchauffe au niveau de la boucle #2

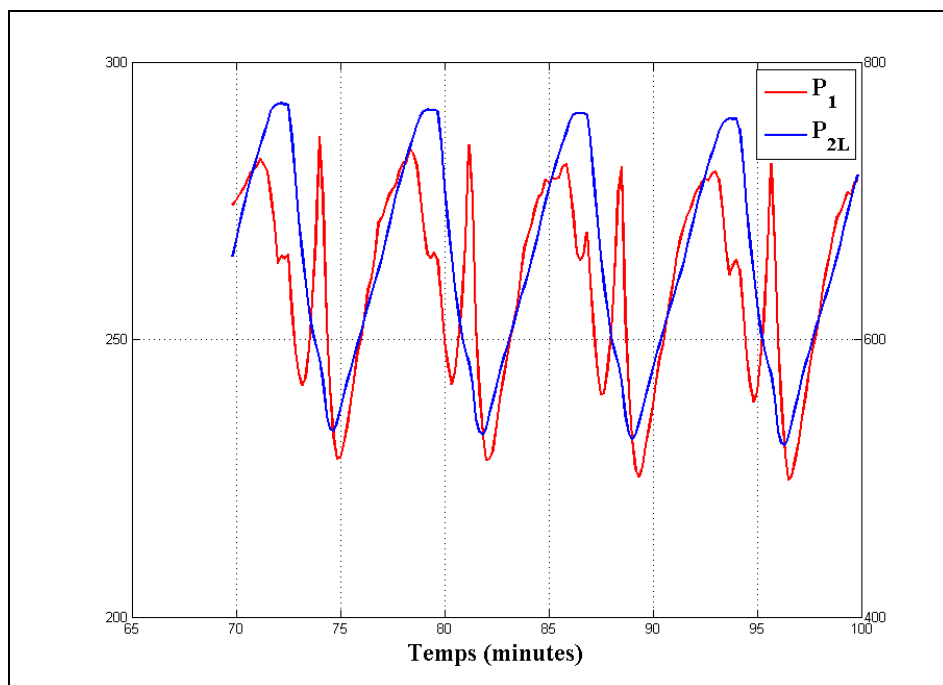


Figure-A VI-16 Évolution temporelle de P_1 et P_{2L}

ANNEXE VII

RÉSUMÉ DES TESTS EXPÉRIMENTAUX: MODE CHAUFFAGE CONTINU (BOUCLE #3 ACTIVÉE): TEST 120 MINUTES

Fichier: Data_660_MatLab

Mode: Chauffage

Particularités: Puits 3 activé [1360:2568]

Pas de temps d'enregistrement: 10 secondes

Durée du test: 3.5 heures de fonctionnement continu

Intervalles de temps pour l'analyse des résultats:

Intervalle 1: [1540:1600] Premières 10 minutes en régime quasi-permanent

Intervalle 2: [2500:2560] 10 minutes du test après 110 minutes de fonctionnement en
régime quasi-permanent

Intervalle 3: [2000:2180] 30 minutes pour analyse

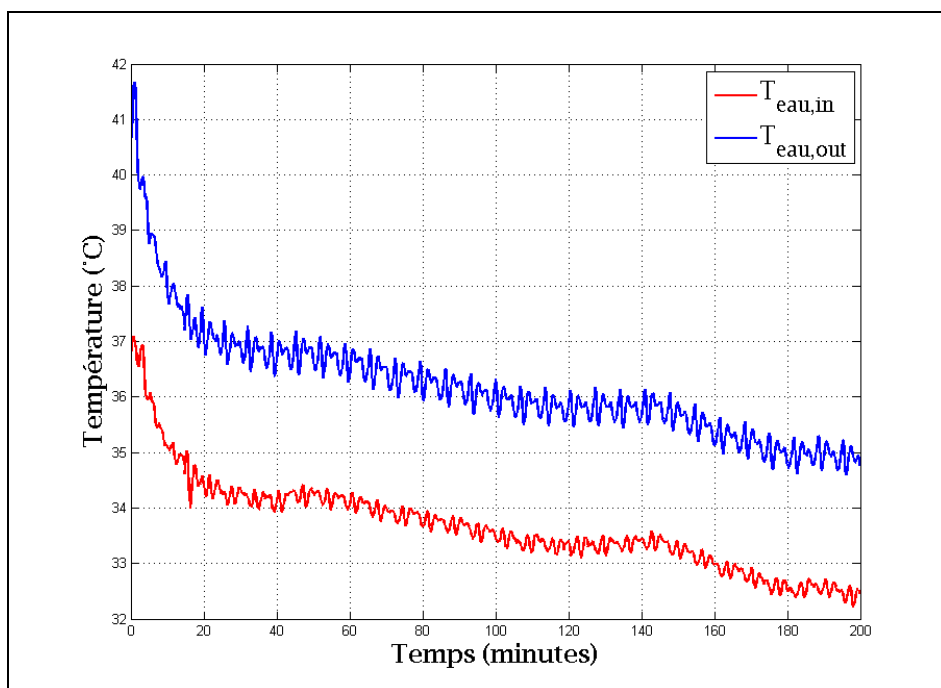


Figure-A VII-1 Graphique des températures de l'eau

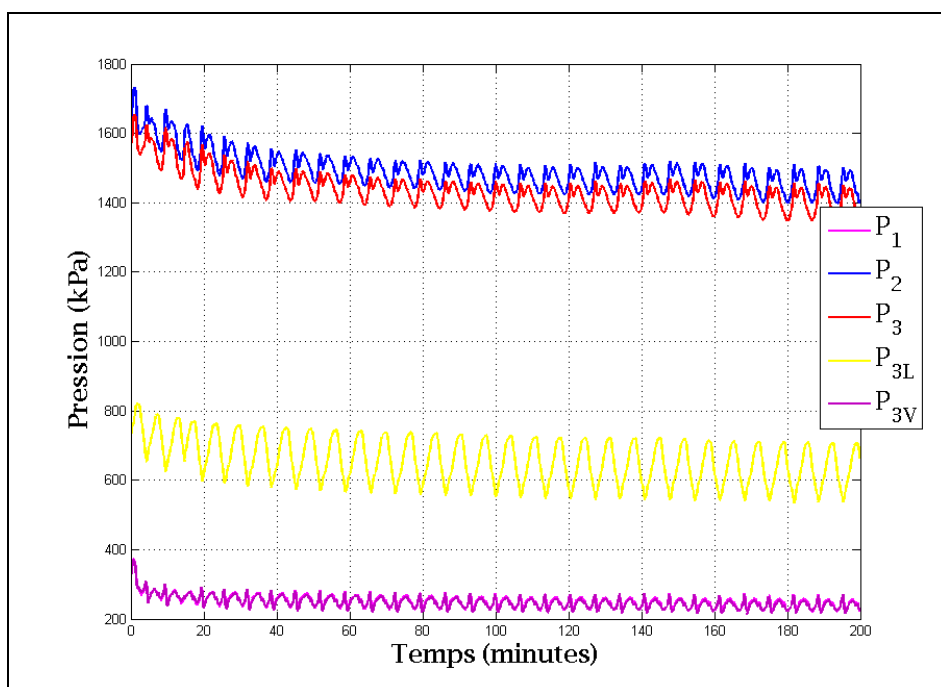


Figure-A VII-2 Graphique des pressions du réfrigérant

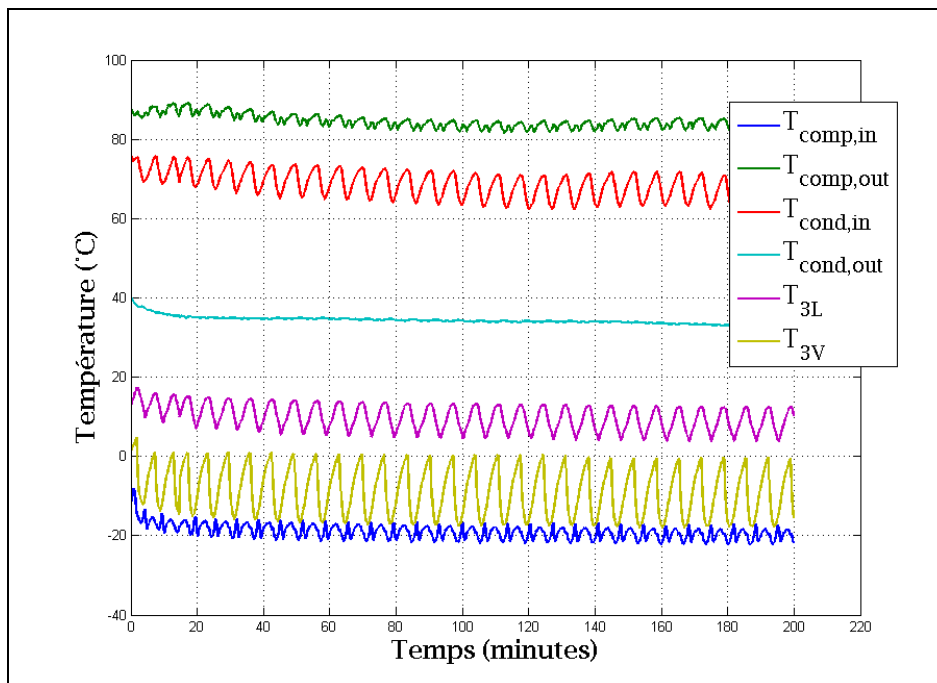


Figure-A VII-3 Graphique des températures du réfrigérant

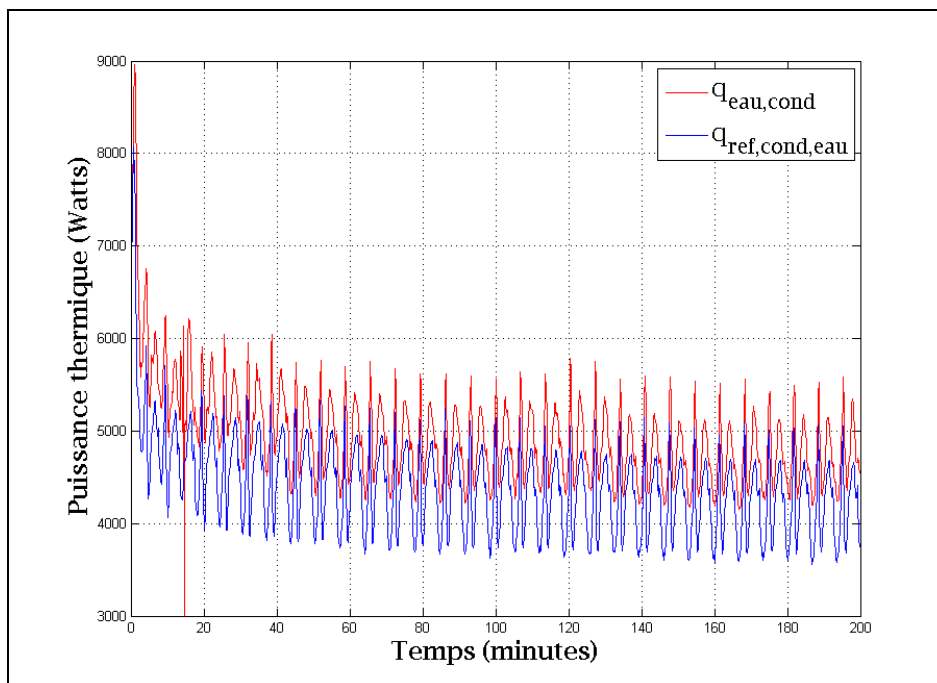


Figure-A VII-4 Graphique des puissances thermiques au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau

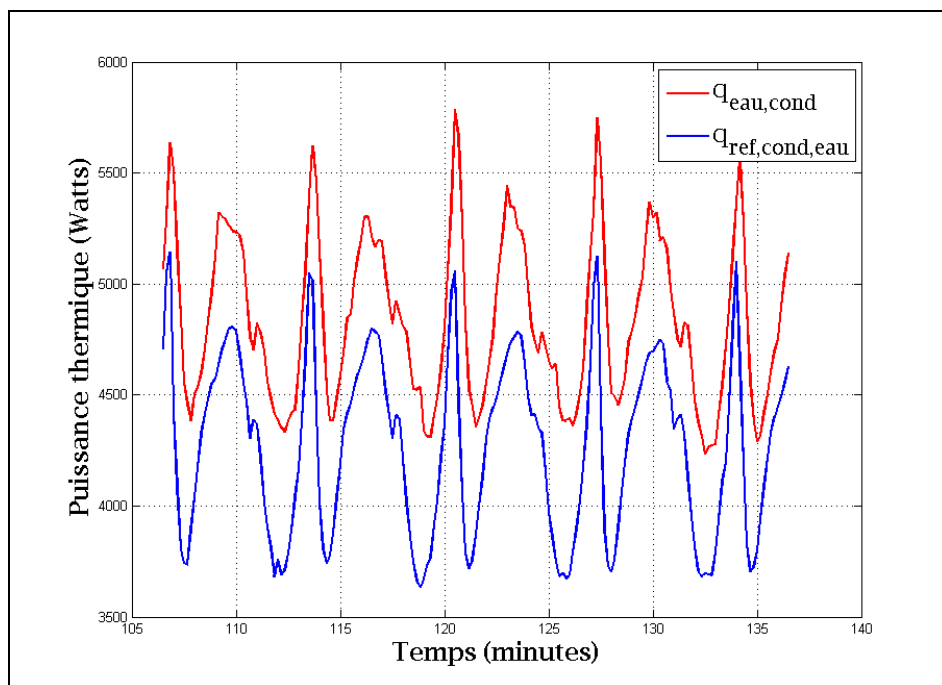


Figure-A VII-5 Puissances thermiques au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau pour un intervalle de 30 minutes

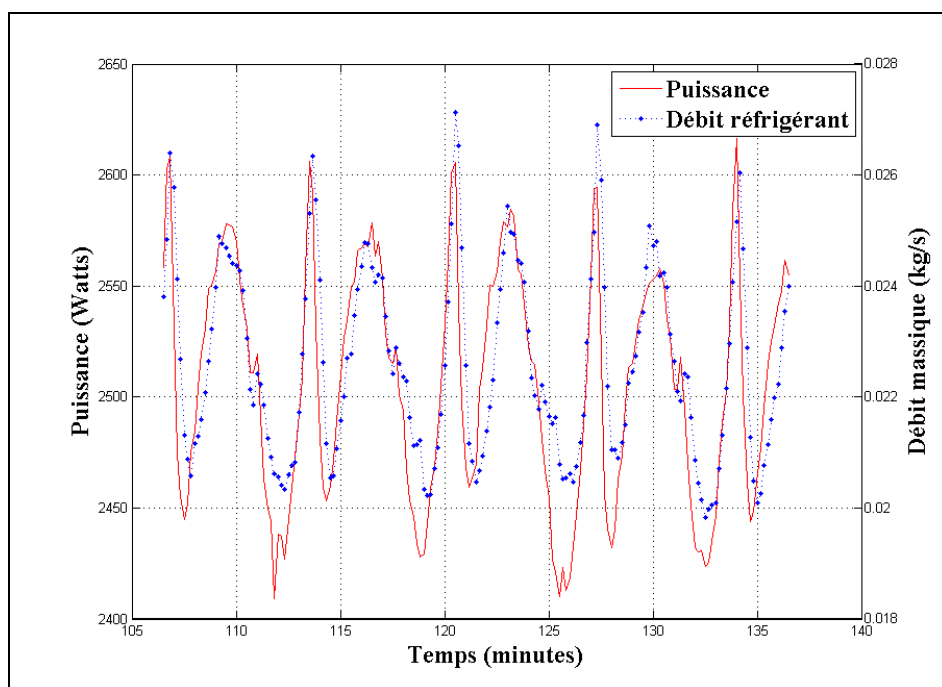


Figure-A VII-6 Puissance consommée par le compresseur et du débit massique de réfrigérant

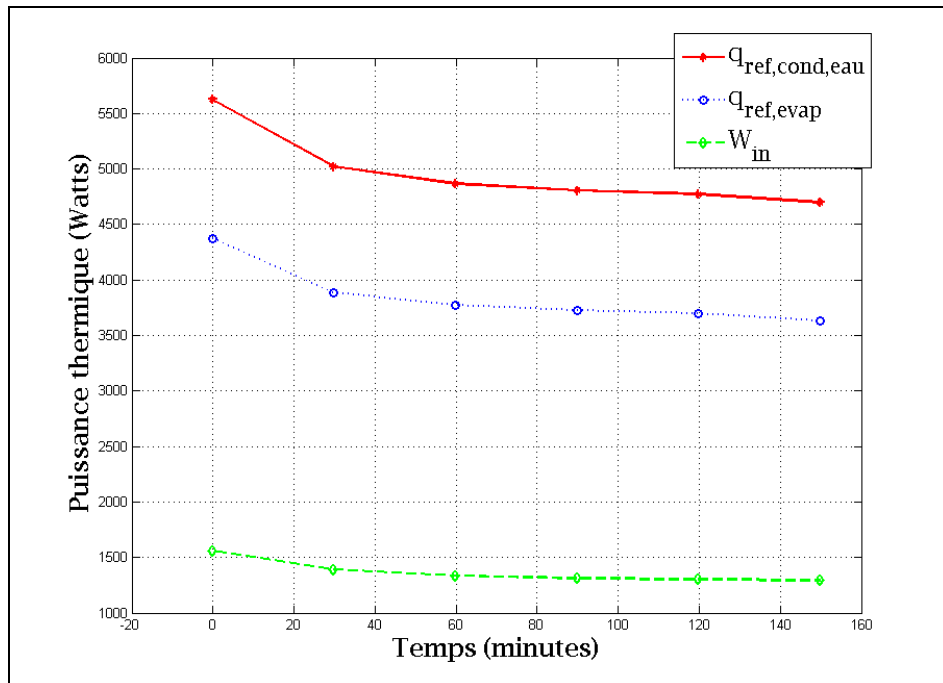


Figure-A VII-7 Évolution temporelle de la puissance thermique au condenseur, à l'évaporateur et de la puissance au compresseur

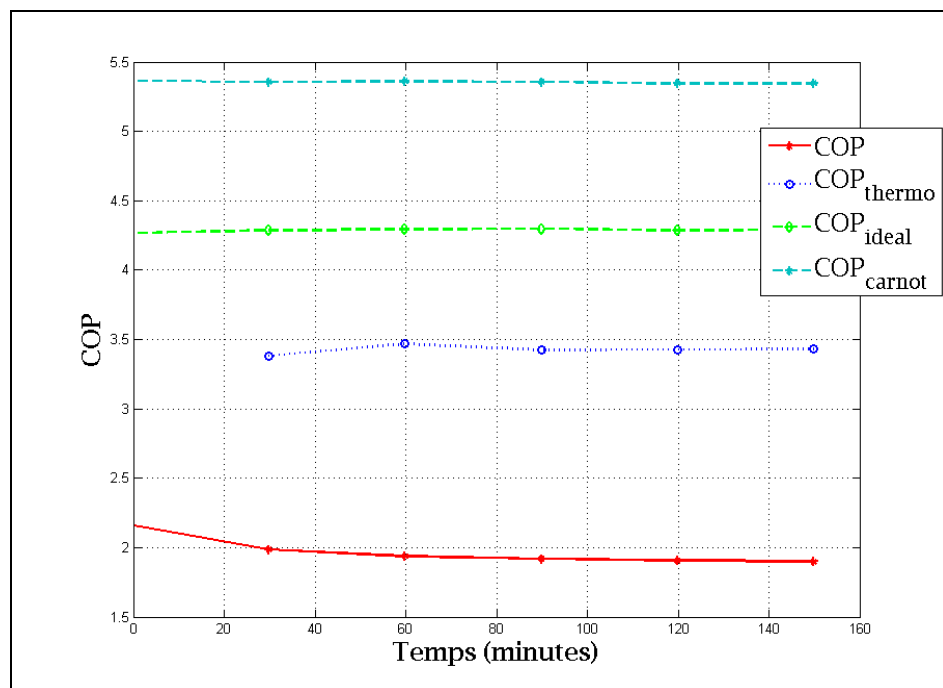


Figure-A VII-8 Évolution temporelle du COP , COP_{thermo} , COP_{ideal} et COP_{Carnot}

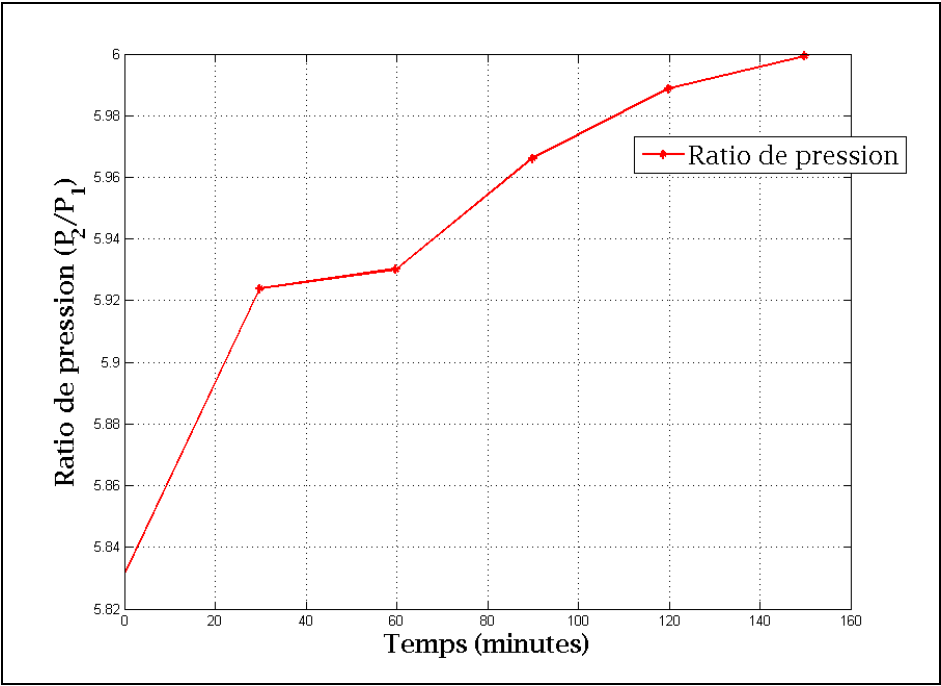


Figure-A VII-9 Évolution temporelle du rapport de pression au compresseur

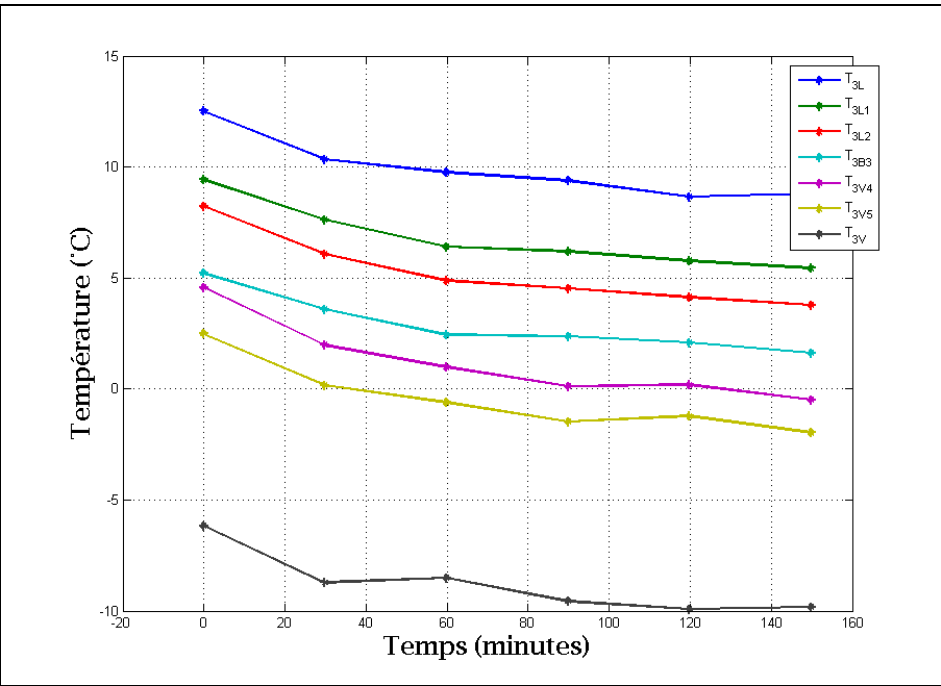


Figure-A VII-10 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #3

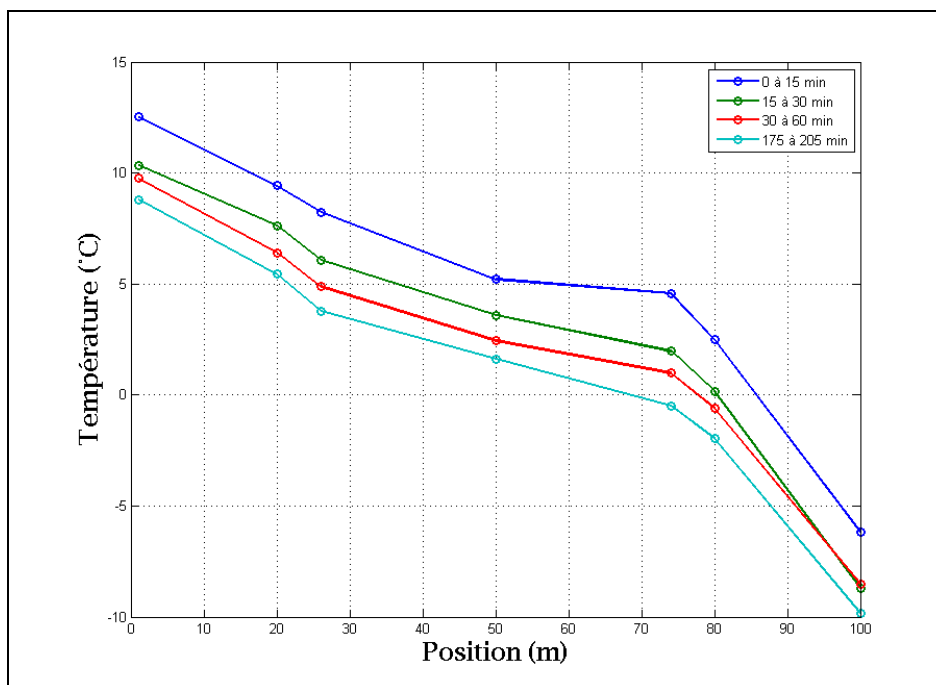


Figure-A VII-11 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #3

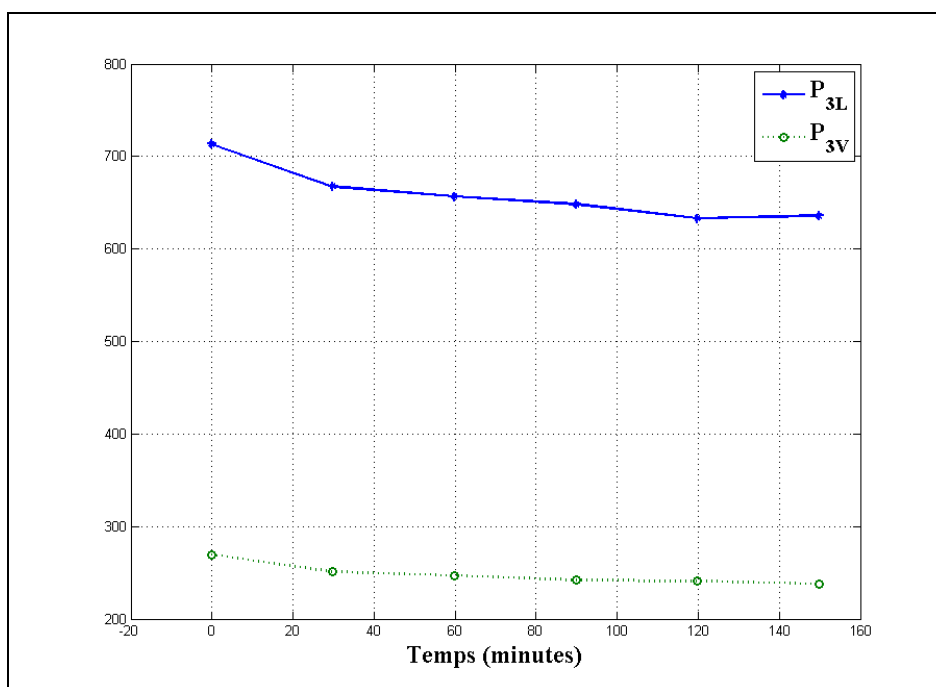


Figure-A VII-12 Évolution temporelle des pressions au niveau de la boucle #3

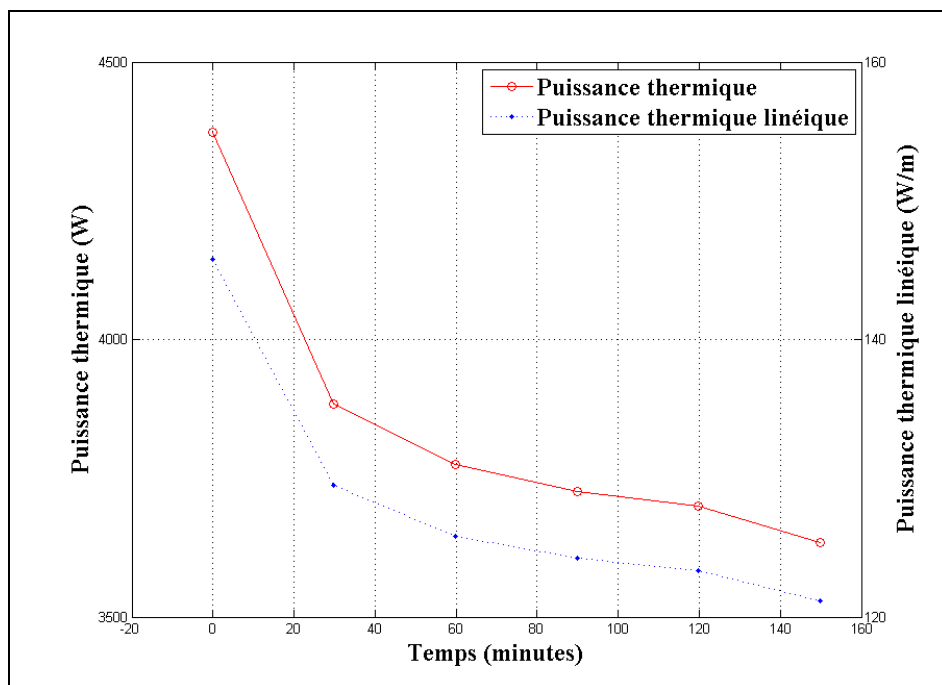


Figure-A VII-13 Évolution temporelle de la puissance thermique et de la puissance thermique linéique échangée au niveau de la boucle #3

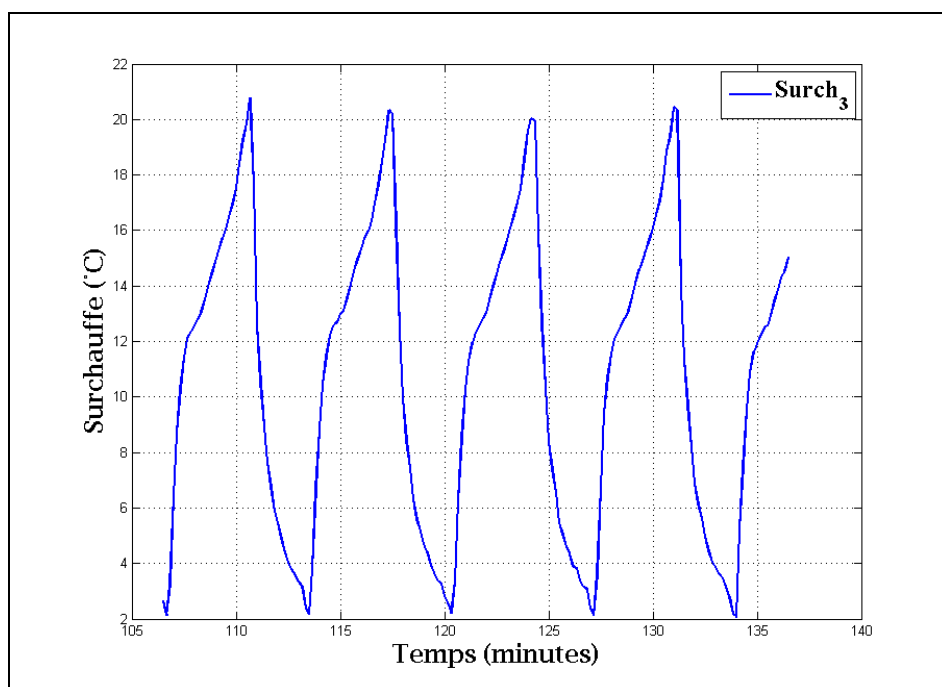


Figure-A VII-14 Évolution temporelle de la surchauffe au niveau de la boucle #3

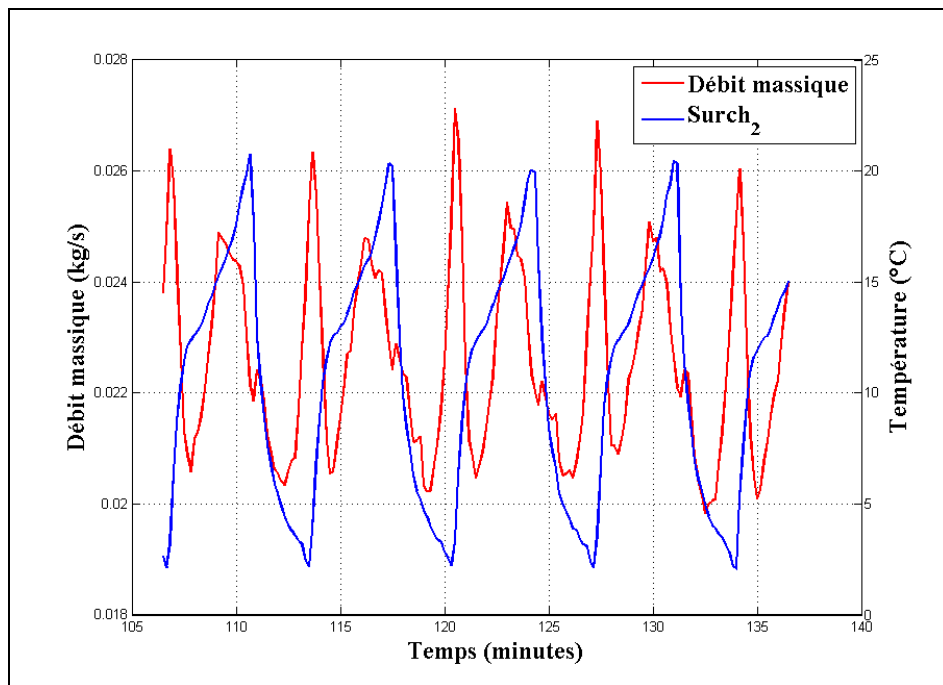


Figure-A VII-15 Évolution temporelle du débit massique de réfrigérant et de la surchauffe au niveau de la boucle #3

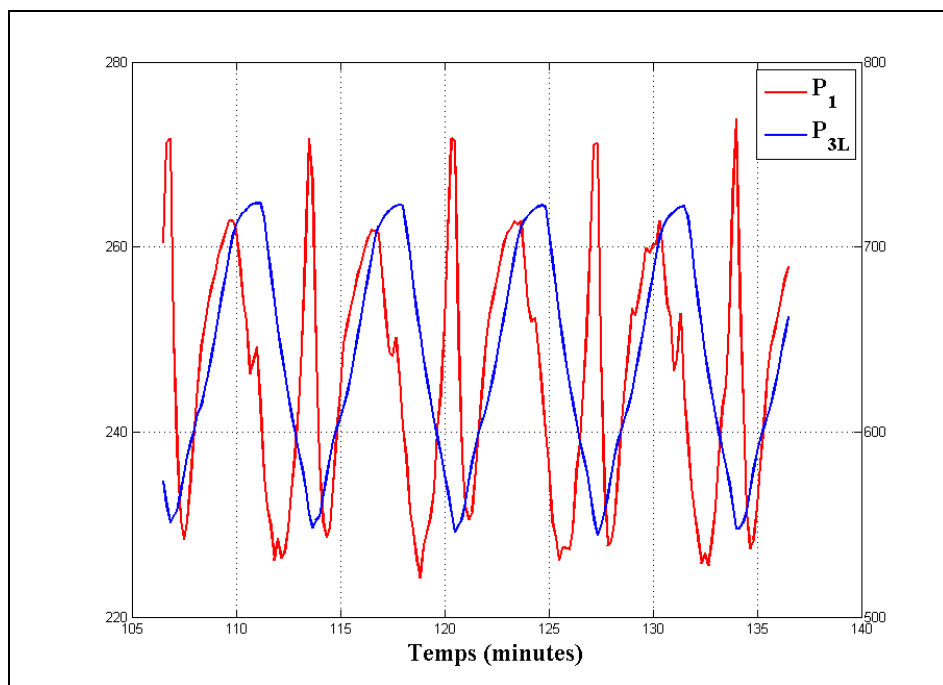


Figure-A VII-16 Évolution temporelle de P_1 et P_{3L}

ANNEXE VIII

RÉSUMÉ DES TESTS EXPÉRIMENTAUX: MODE CHAUFFAGE CONTINU (BOUCLE #1, #2 ET #3 ACTIVÉES): DATA 647

Test: Data_647_MatLab

Mode: Chauffage

Particularités: Puits 1, 2 et #3 activés

Pas de temps d'enregistrement: 7.3 secondes

Durée du test: heures de fonctionnement continu

Intervalles de temps pour l'analyse des résultats:

Intervalle 1: [3300:12000]

Intervalle 1: [3300:4283]

Intervalle 1: [4200:4283]

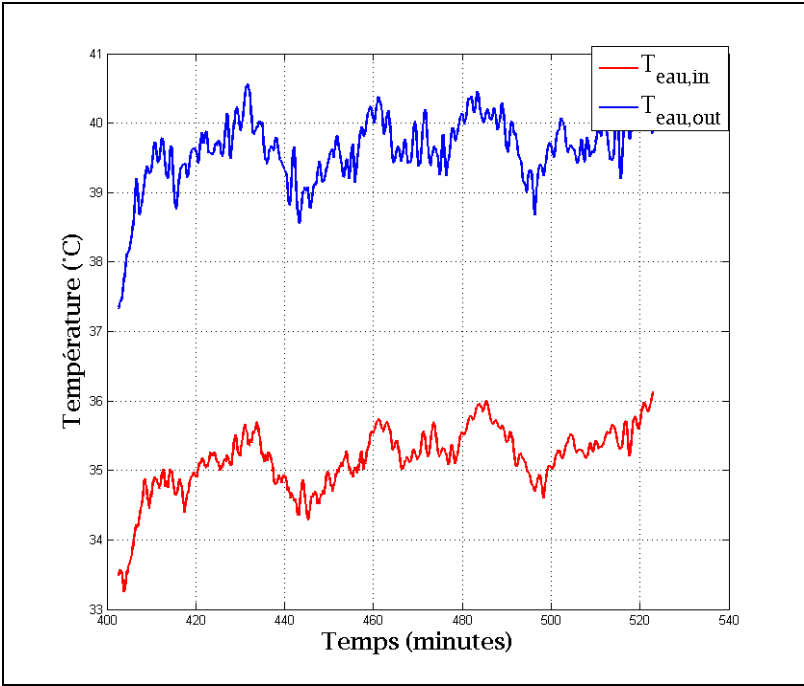


Figure-A VIII-1 Graphique des températures de l'eau

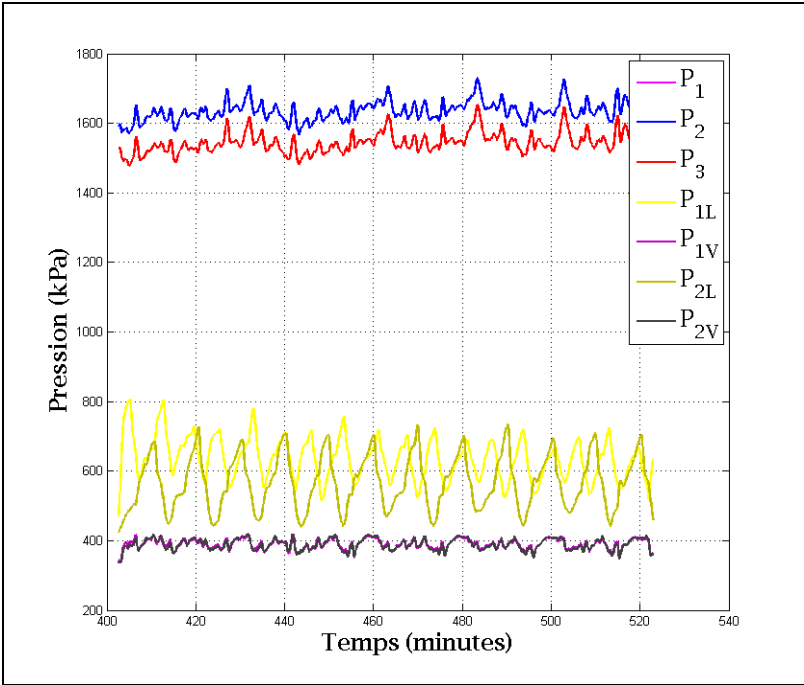


Figure-A VIII-2 Graphique des pressions du réfrigérant

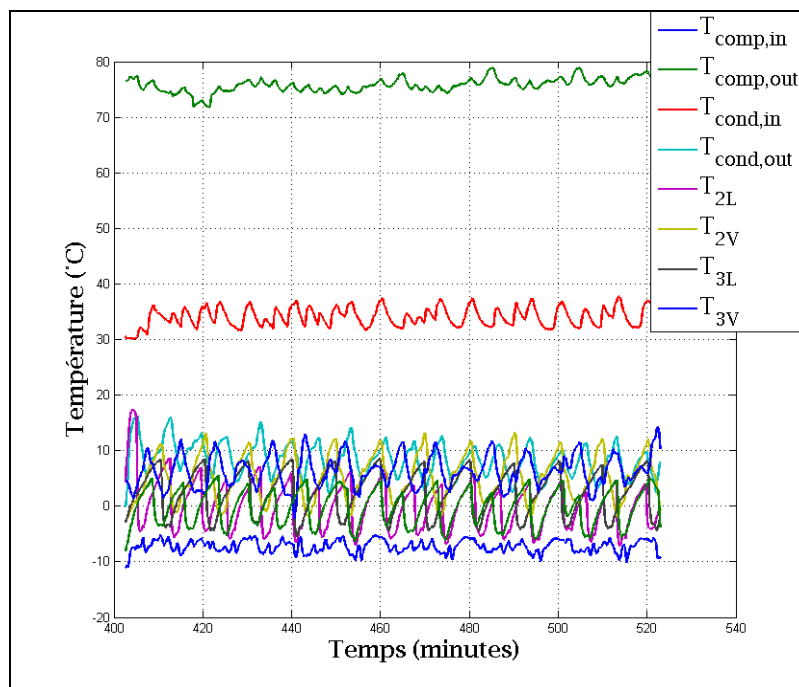


Figure-A VIII-3 Graphique des températures du réfrigérant

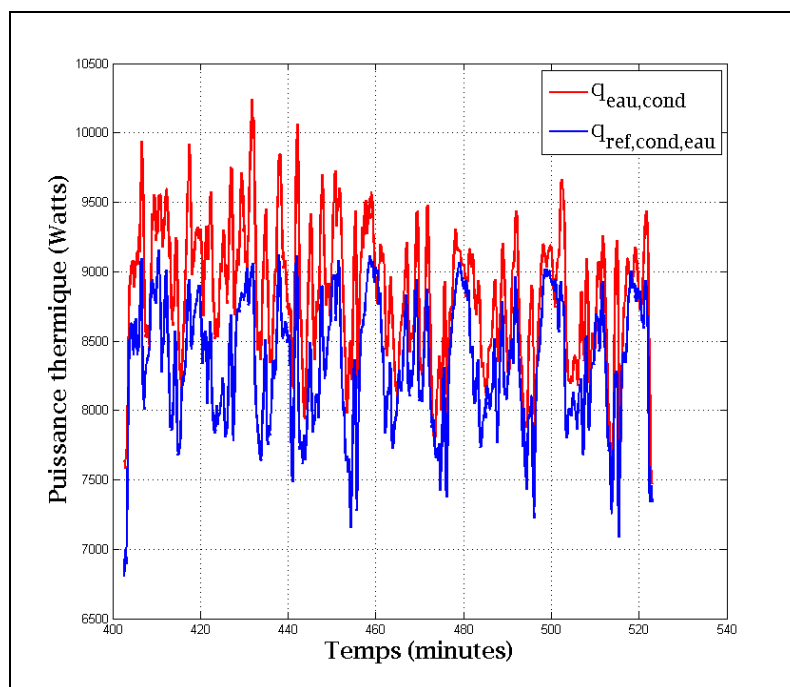


Figure-A VIII-4 Graphique des puissances thermiques au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau

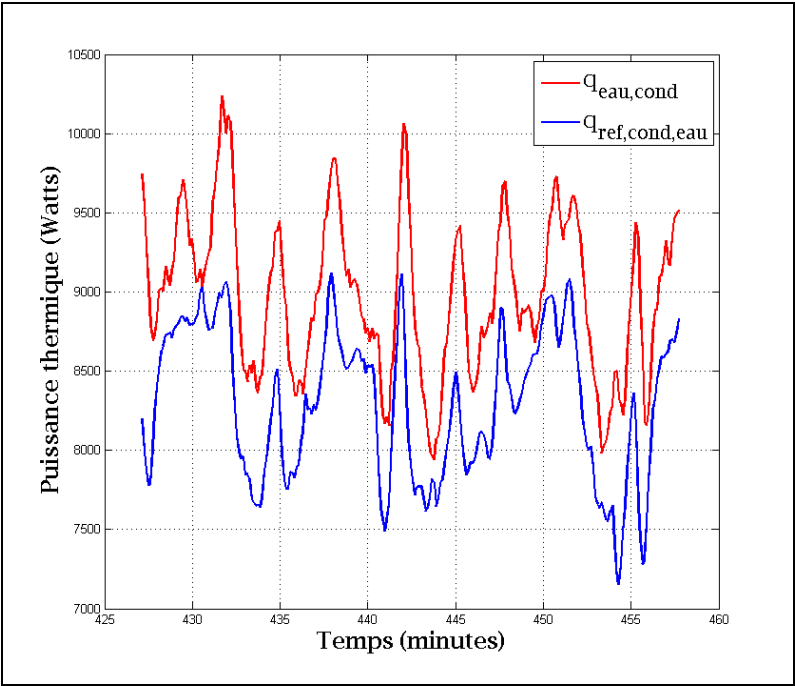


Figure-A VIII-5 Graphique des puissances thermiques au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau pour un intervalle de 30 minutes

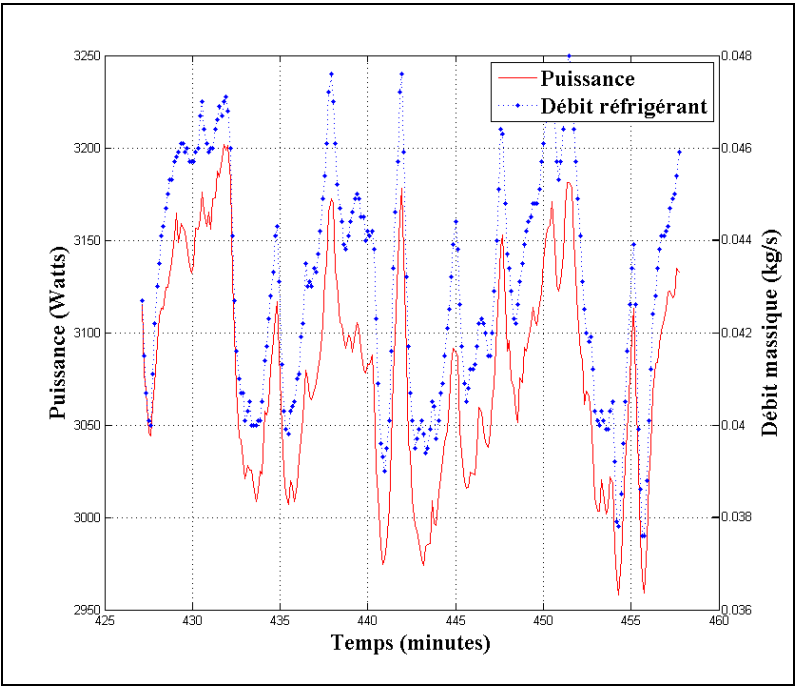


Figure-A VIII-6 Graphique de la puissance consommée par le compresseur et du débit massique de réfrigérant évalué pour un intervalle de 30 minutes

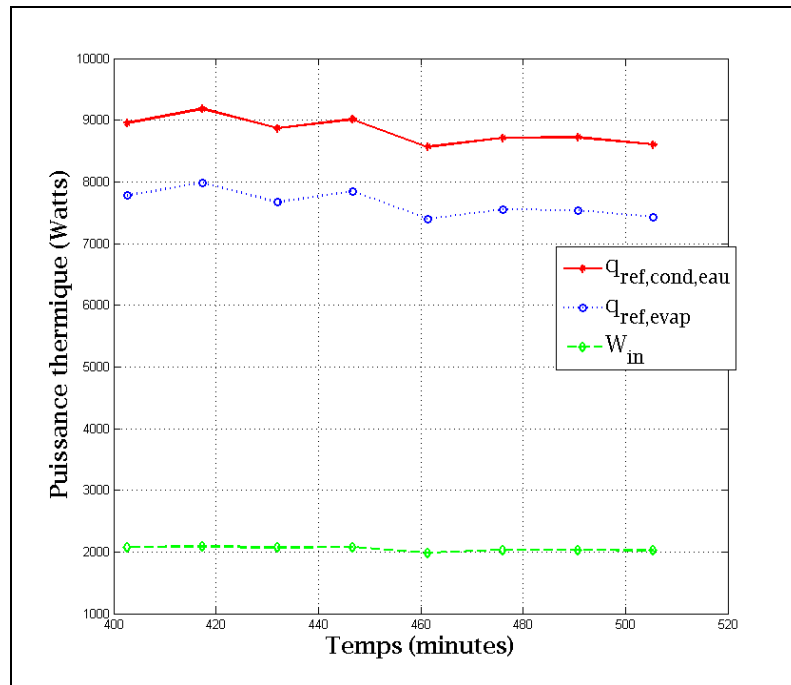


Figure-A VIII-7 Évolution temporelle de la puissance thermique au condenseur, à l'évaporateur et de la puissance au compresseur

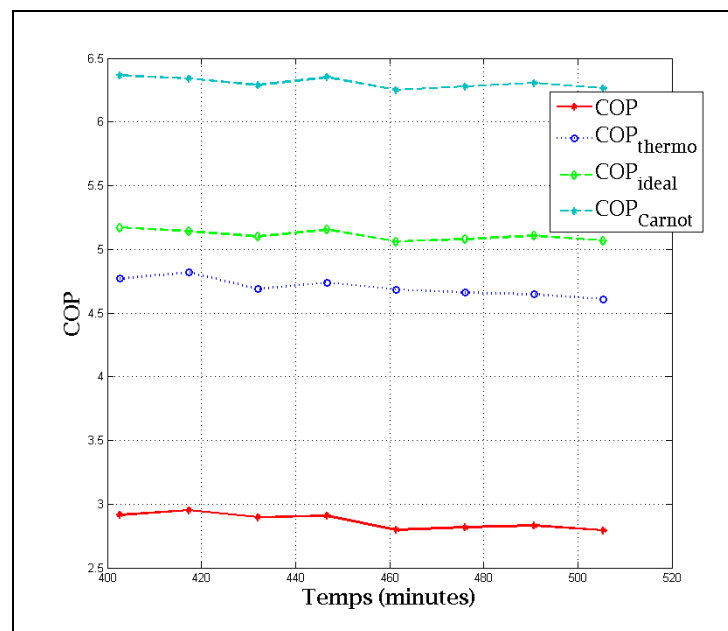


Figure-A VIII-8 Évolution temporelle du COP , COP_{thermo} , $COP_{idéal}$ et COP_{Carnot}

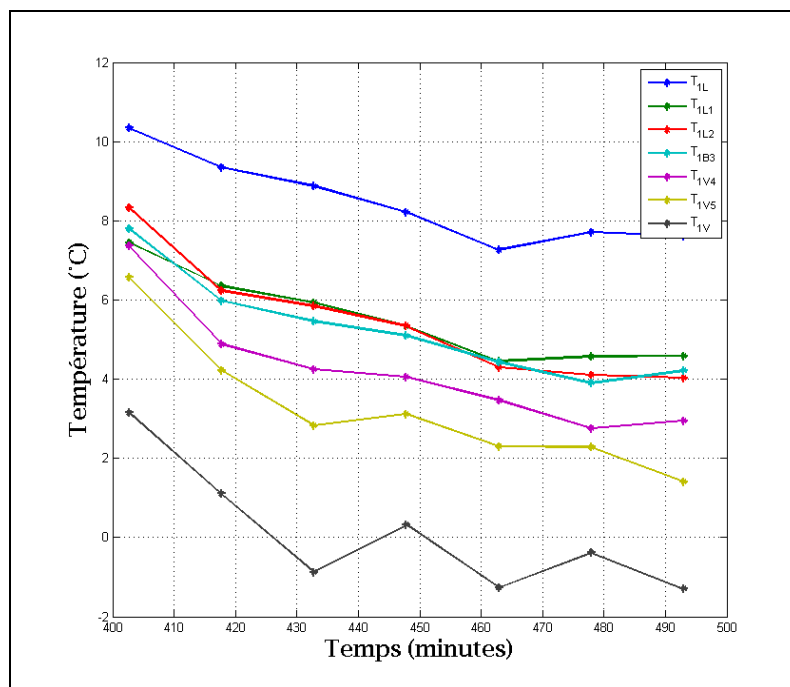


Figure-A VIII-9 Évolution temporelle des températures
au niveau de la boucle #1

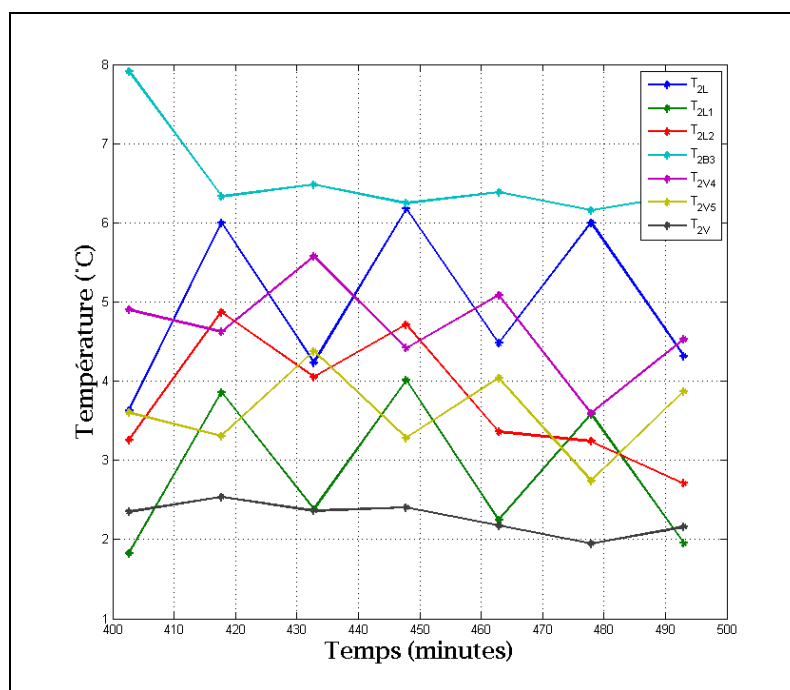


Figure-A VIII-10 Évolution temporelle des températures
au niveau de la boucle #2

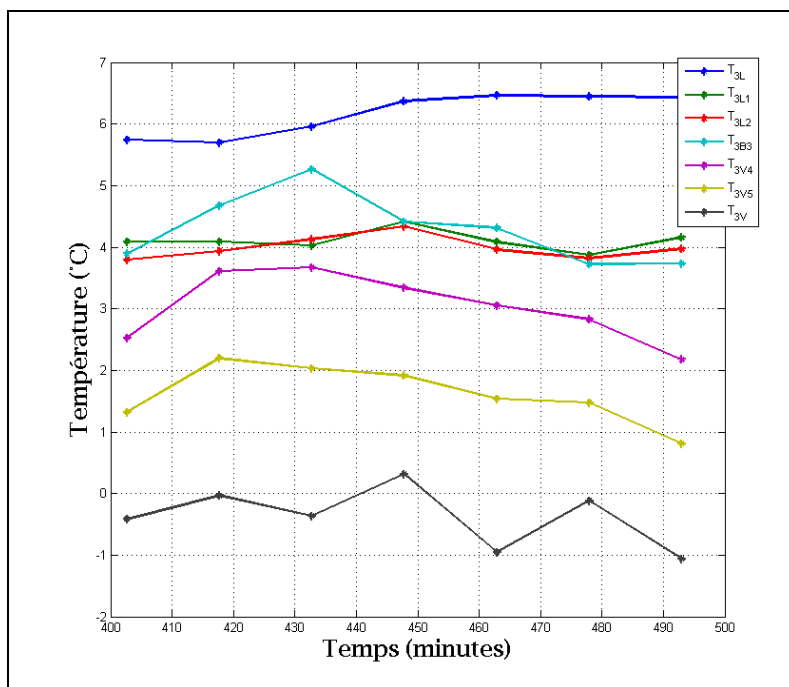


Figure-A VIII-11 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #3

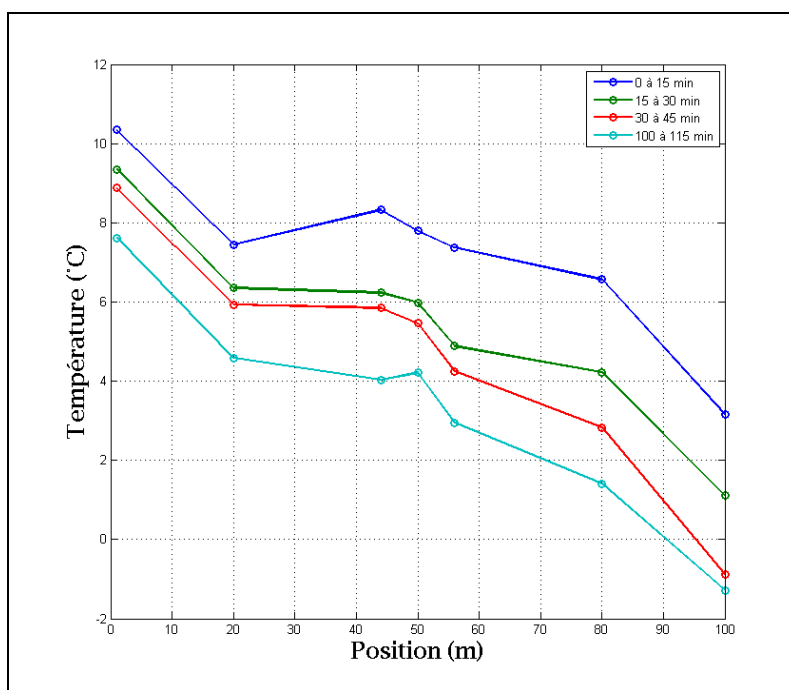


Figure-A VIII-12 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #1

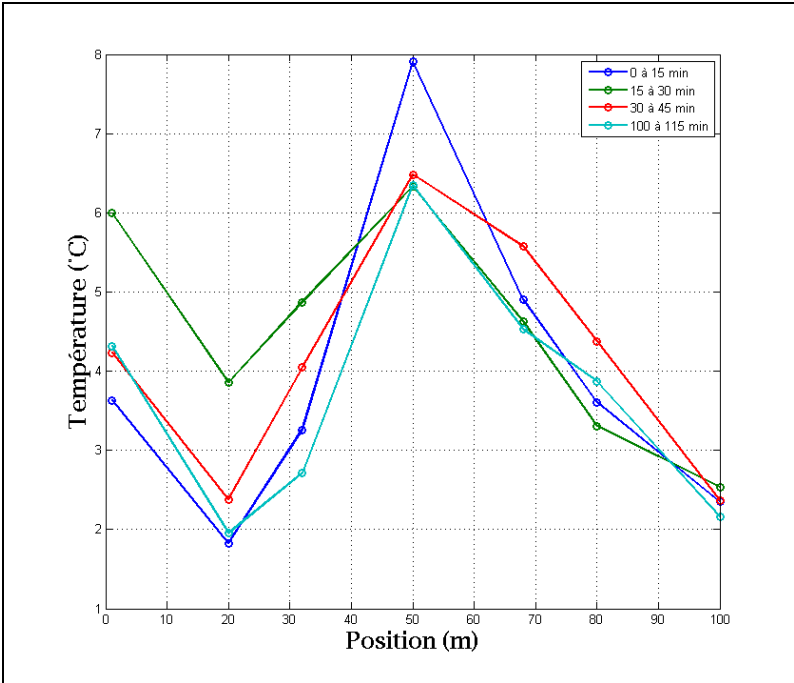


Figure-A VIII-13 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #2

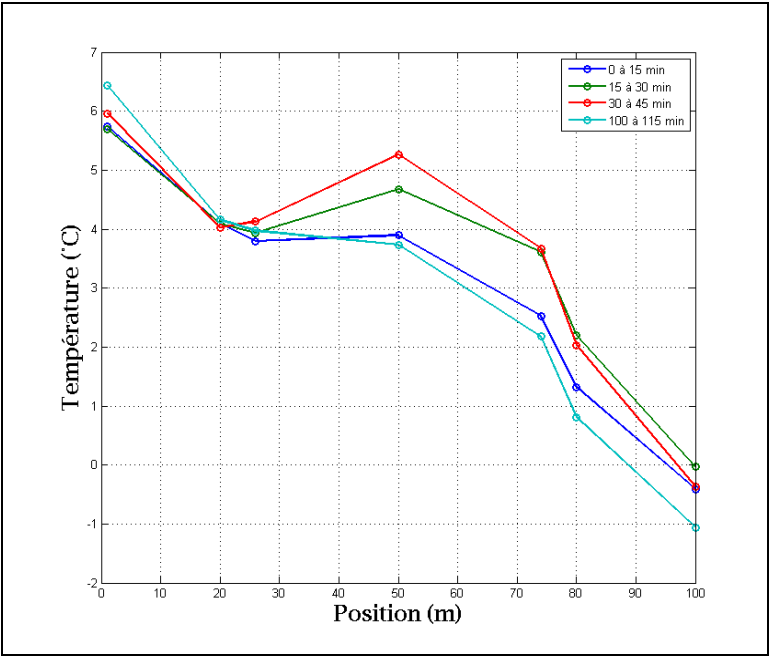


Figure-A VIII-14 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #3

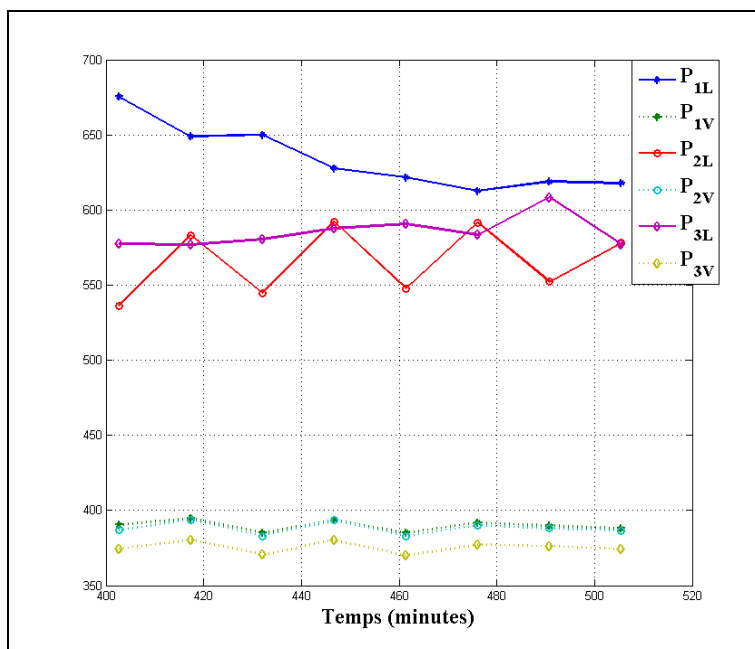


Figure-A VIII-15 Évolution temporelle des pressions
au niveau de la boucle #1, de la boucle #2
et de la boucle #3

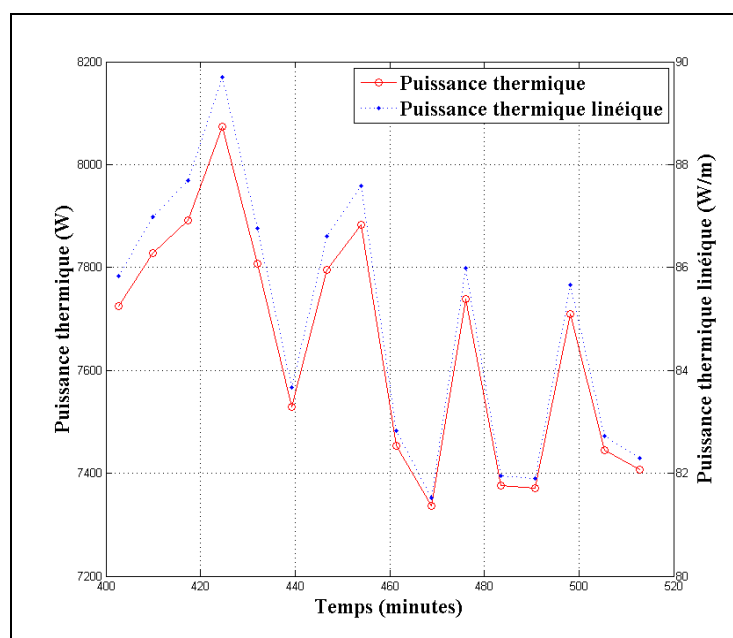


Figure-A VIII-16 Évolution temporelle de la puissance
thermique et de la puissance thermique linéique échangée
au niveau de l'évaporateur

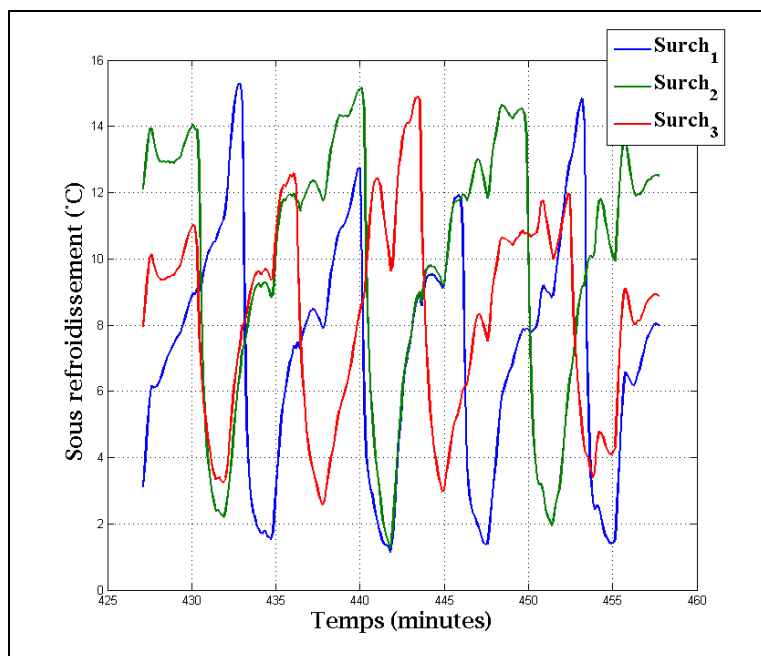


Figure-A VIII-17 Évolution temporelle de la surchauffe
au niveau de la boucle #1, de la boucle #2
et de la boucle #3

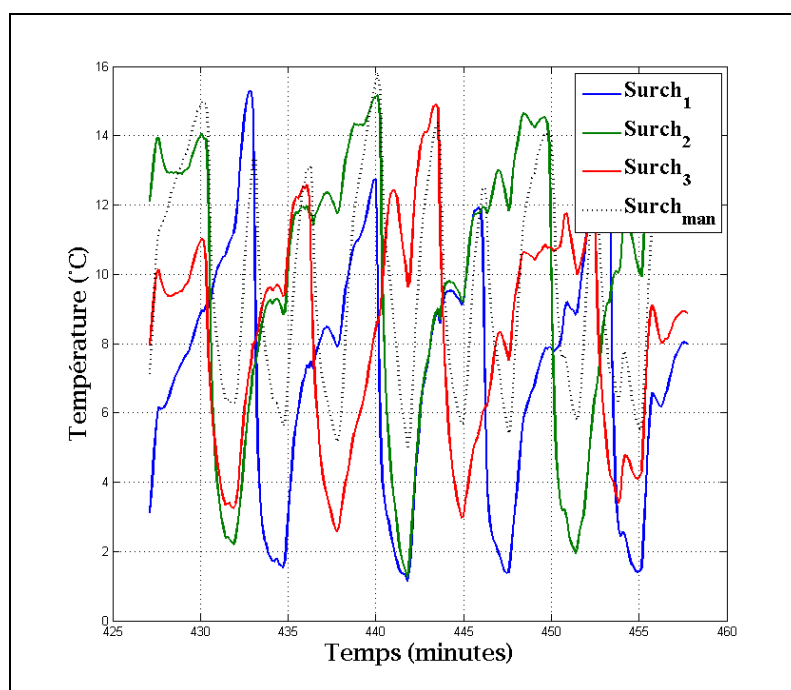


Figure-A VIII-18 Évolution temporelle de la surchauffe
au niveau de la boucle #1, de la boucle #2 et de la boucle #3
et du collecteur de retour

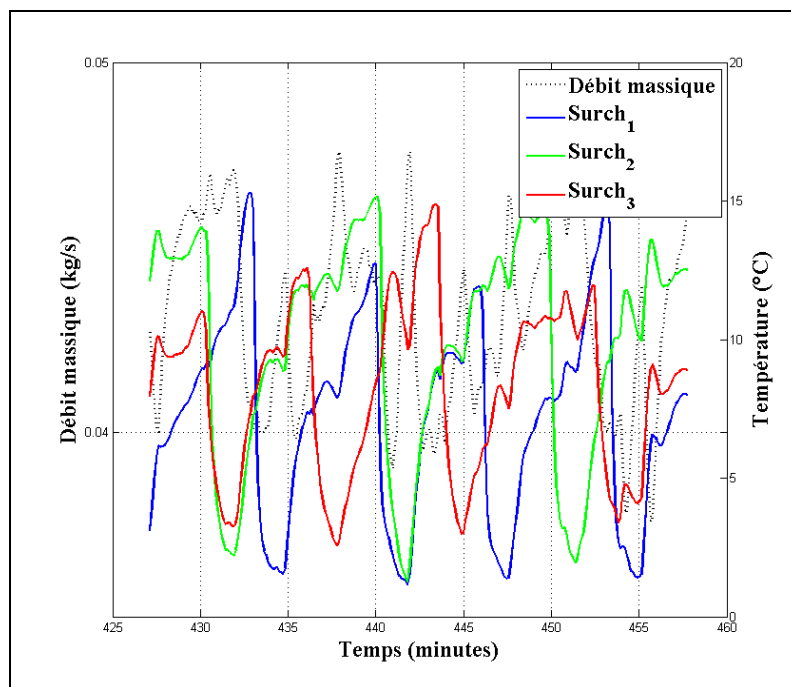


Figure-A VIII-19 Évolution temporelle du débit massique de réfrigérant et de la surchauffe au niveau de la boucle #1, de la boucle #2 et de la boucle #3

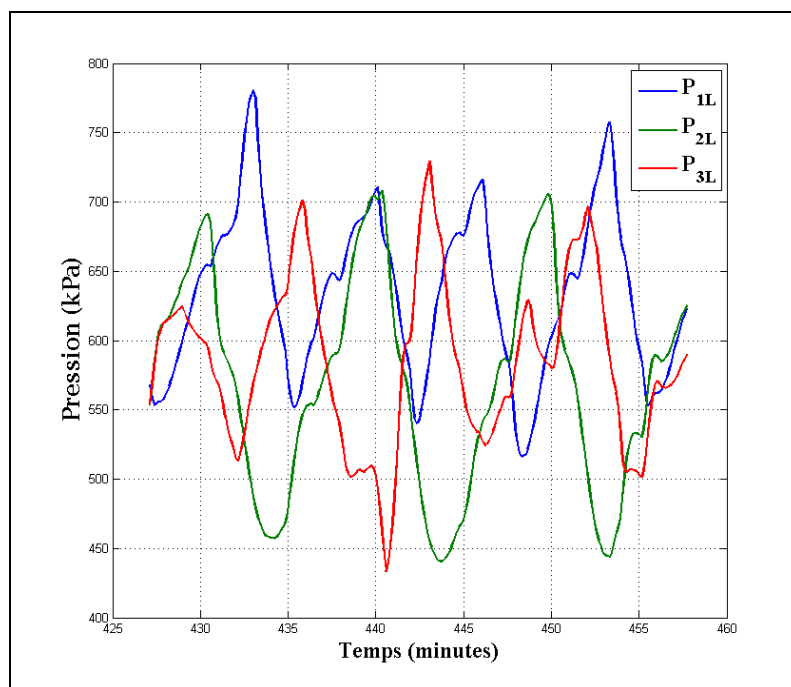


Figure-A VIII-20 Évolution temporelle de P_1 , P_{1L} , P_{2L} et P_{3L}

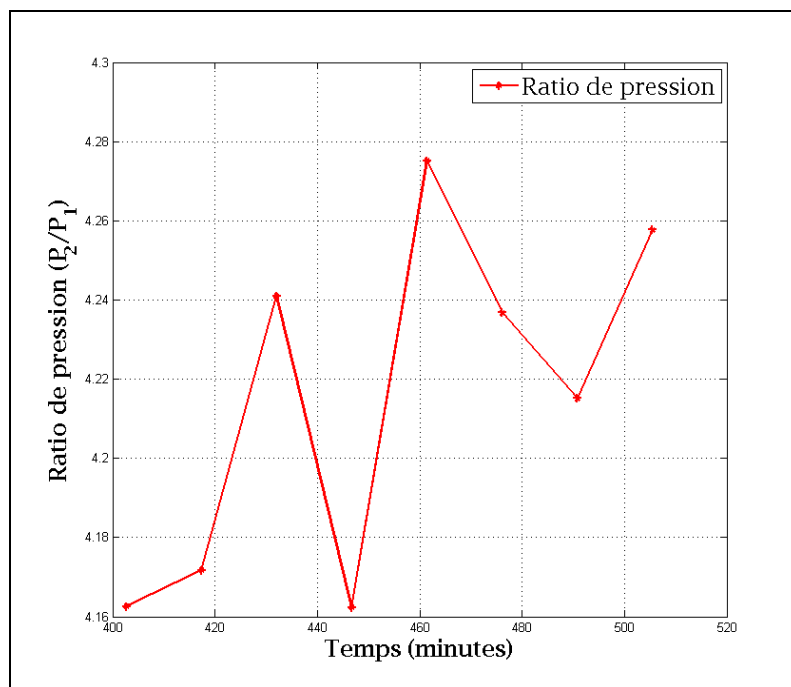


Figure-A VIII-21 Évolution temporelle du rapport de pression au compresseur

ANNEXE IX

RÉSUMÉ DES TESTS EXPÉRIMENTAUX: MODE CHAUFFAGE CONTINU (BOUCLE #1 ET #2 ACTIVÉES): DATA 647

Test: Data_647_MatLab

Mode: Chauffage

Particularités: Puits 1 et 2 activés

Pas de temps d'enregistrement: 7.3 secondes

Durée du test: 2 heures de fonctionnement continu

Intervalles de temps pour l'analyse des résultats:

Intervalle 1: [1:1170]

Intervalle 2: [288:741]

Intervalle 3: [1470:1530] 10 premières minutes en régime quasi-permanent

Intervalle 4: [1950:2010] 10 dernières minutes en régime quasi-permanent

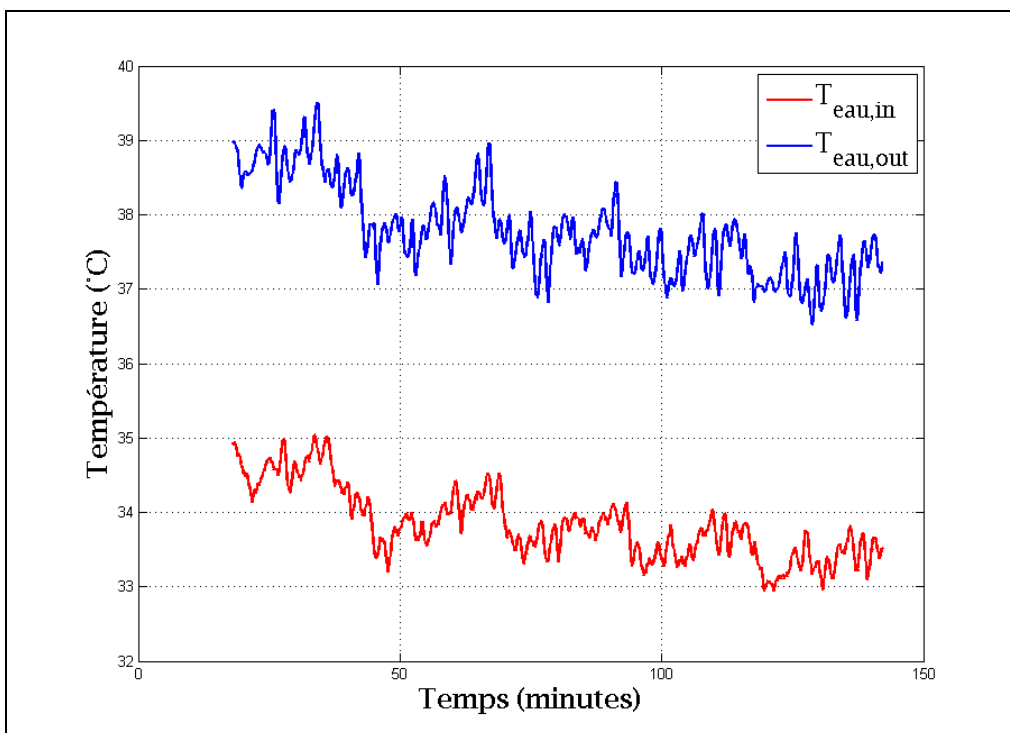


Figure-A IX-1 Graphique des températures de l'eau

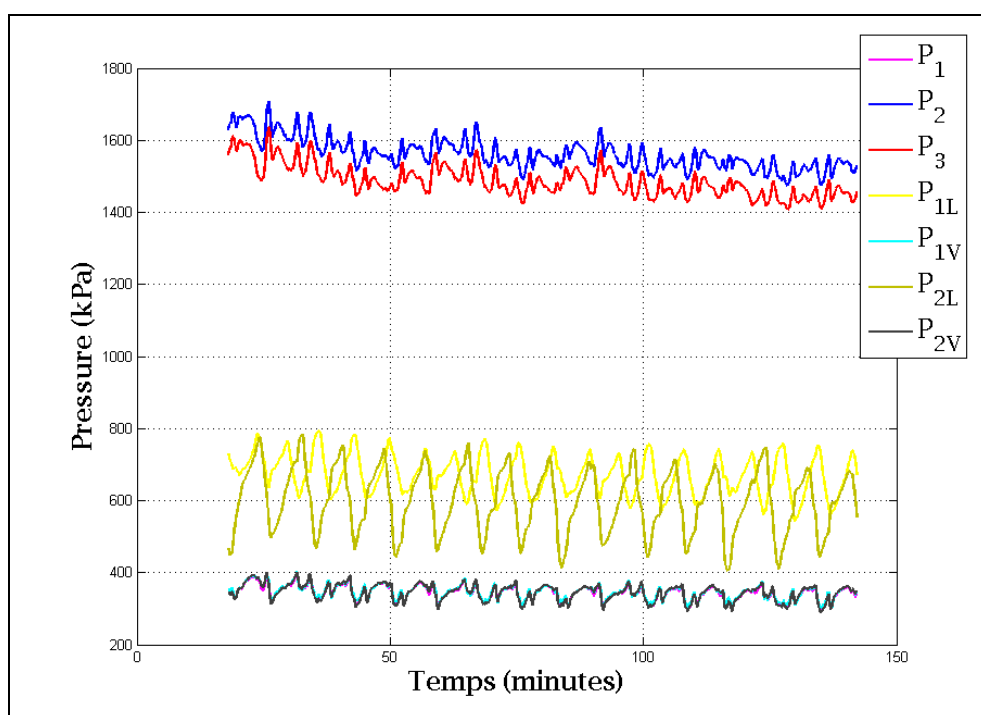


Figure-A IX-2 Graphique des pressions du réfrigérant

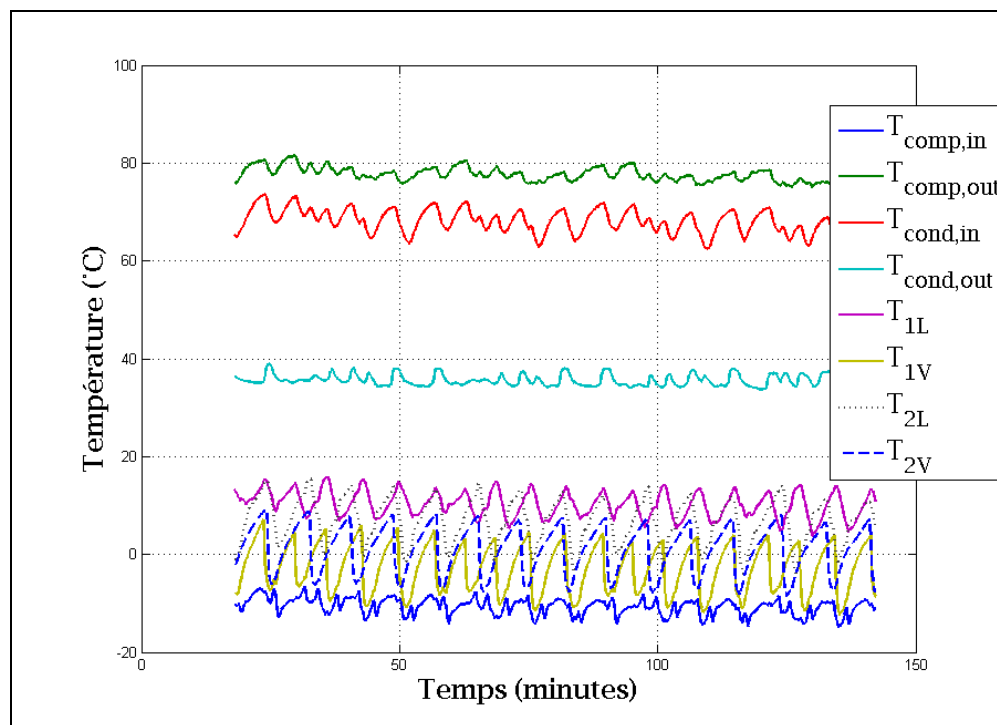


Figure-A IX-3 Graphique des températures du réfrigérant

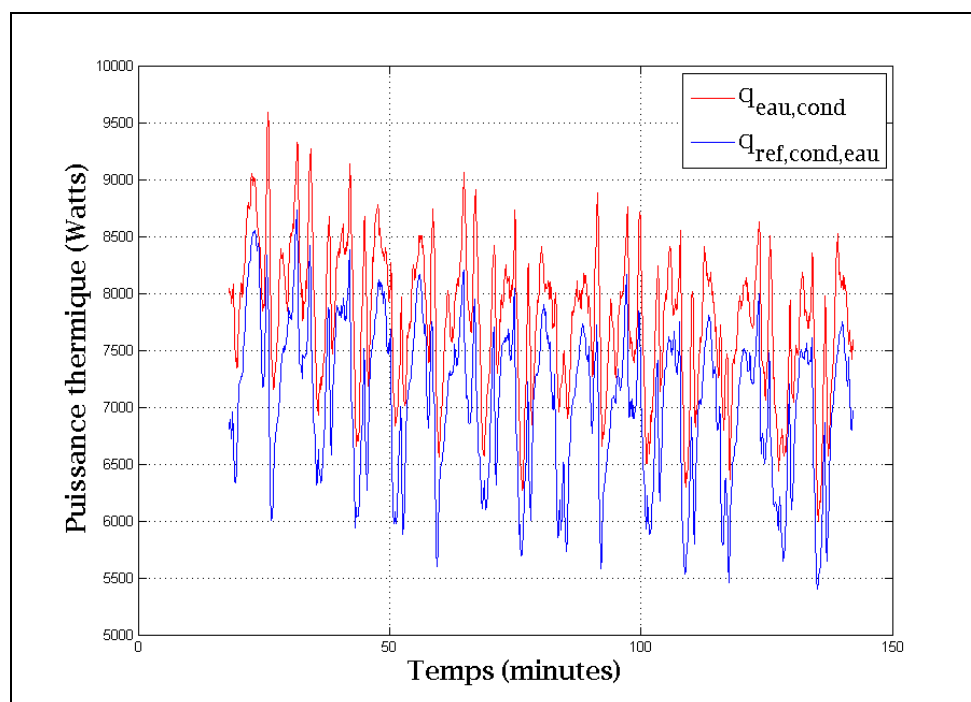


Figure-A IX-4 Graphique des puissances thermiques
au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau

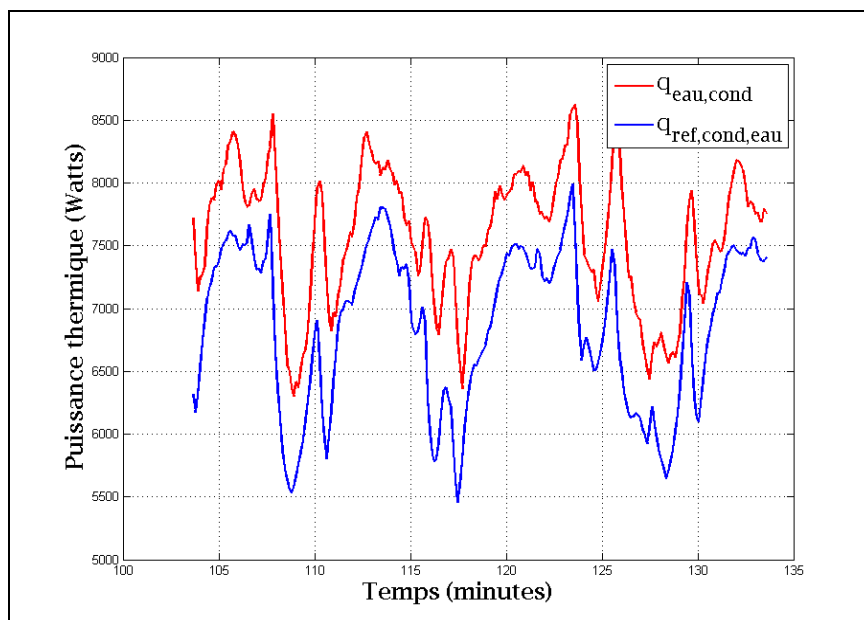


Figure-A IX-5 Graphique des puissances thermiques au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau pour un intervalle de 30 minutes

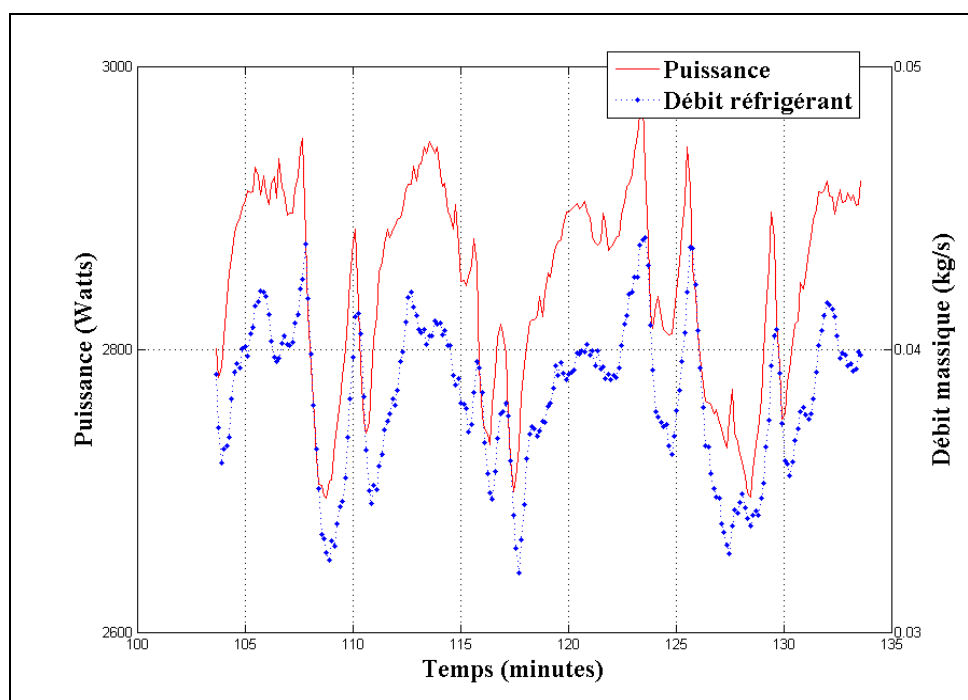


Figure-A IX-6 Graphique de la puissance consommée par le compresseur et du débit massique de réfrigérant évalué pour un intervalle de 30 minutes

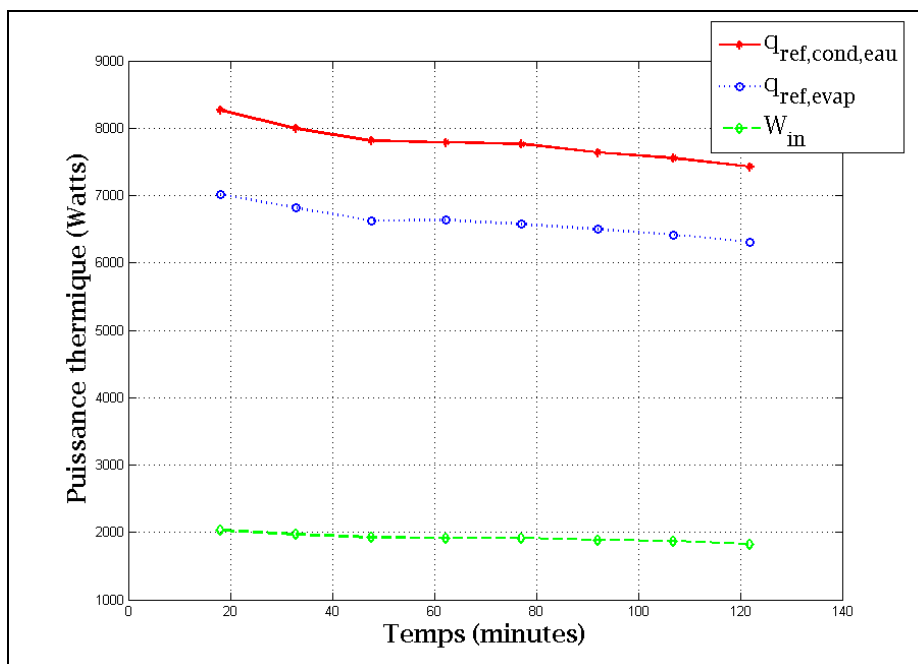


Figure-A IX-7 Évolution temporelle de la puissance thermique au condenseur, à l'évaporateur et de la puissance au compresseur

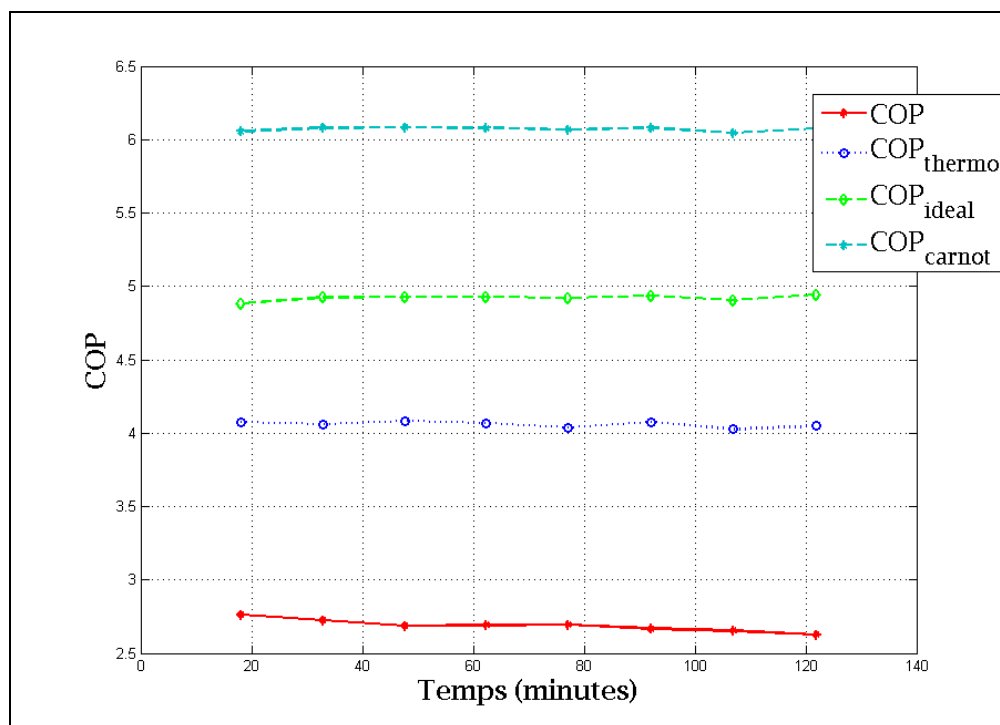


Figure-A IX-8 Évolution temporelle du COP , COP_{thermo} , $COP_{idéal}$ et COP_{Carnot}

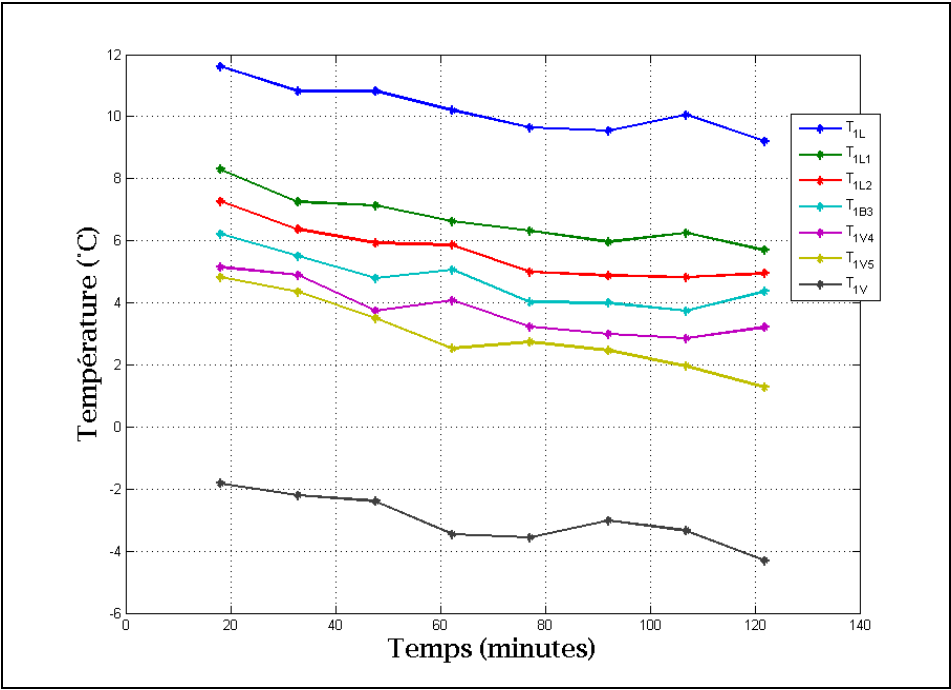


Figure-A IX-9 Évolution temporelle des températures
au niveau de la boucle #1

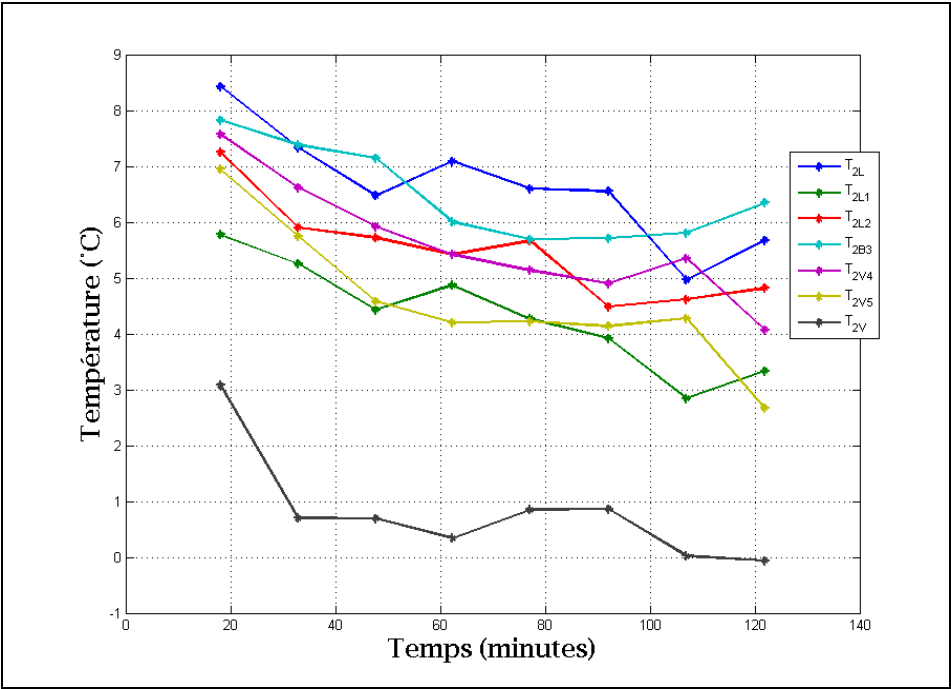


Figure-A IX-10 Évolution temporelle des températures
au niveau de la boucle #2

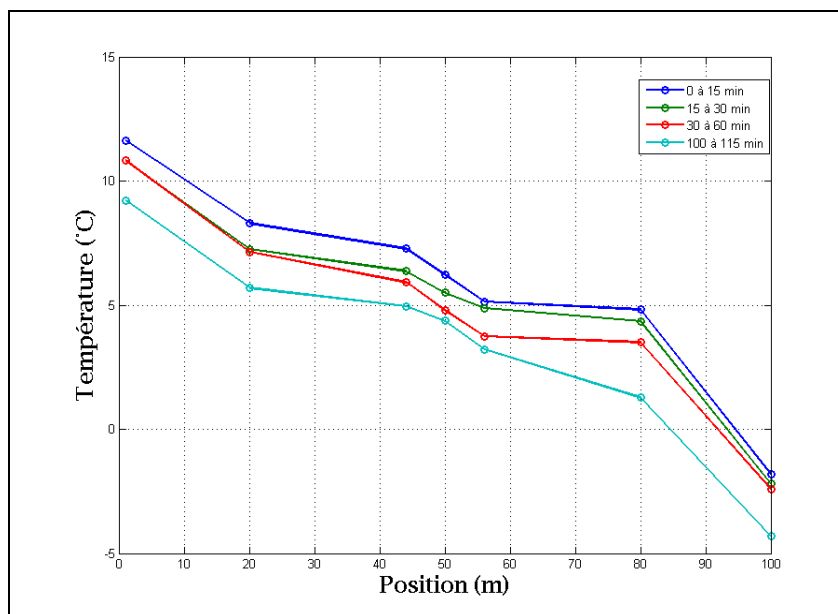


Figure-A IX-11 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #1

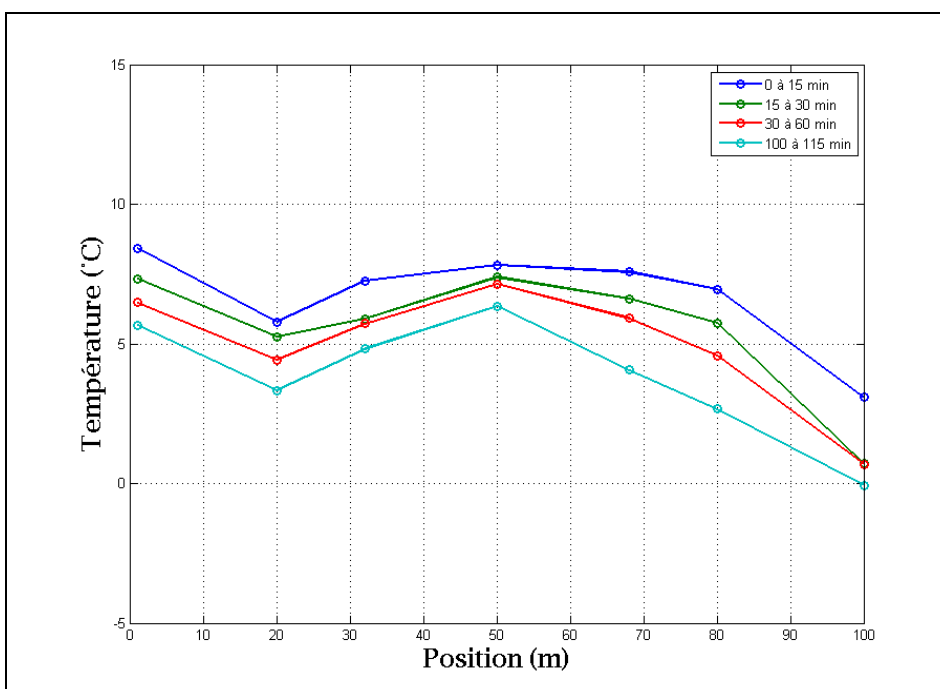


Figure-A IX-12 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #2

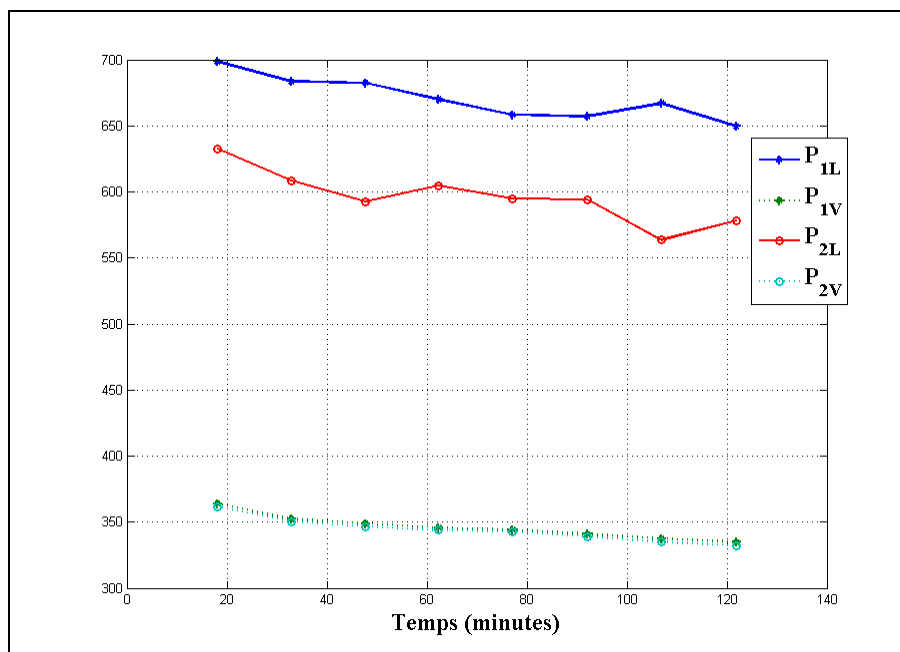


Figure-A IX-13 Évolution temporelle des pressions
au niveau de la boucle #1 et de la boucle #2

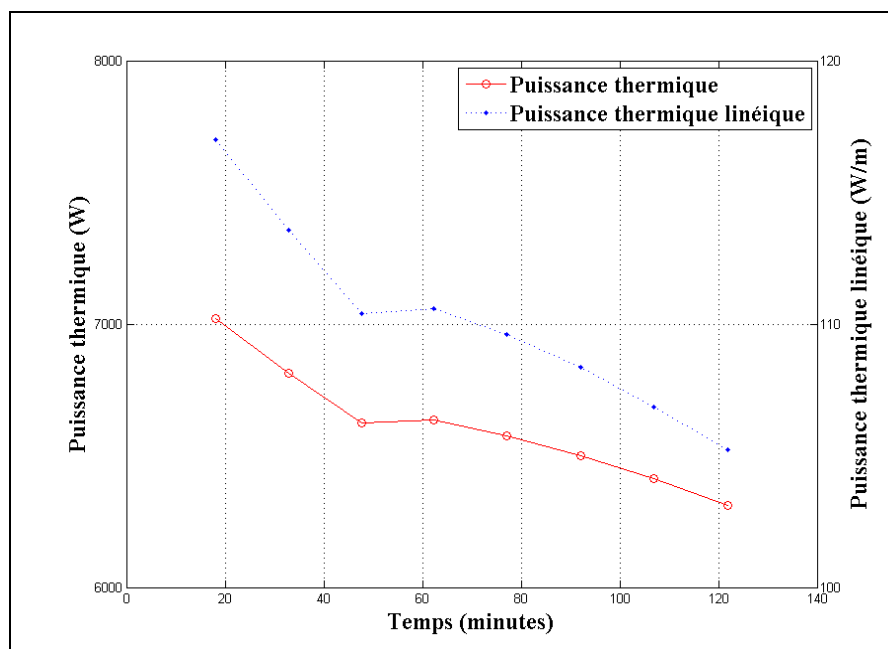


Figure-A IX-14 Évolution temporelle de la puissance thermique
et de la puissance thermique linéique échangée
au niveau de l'évaporateur

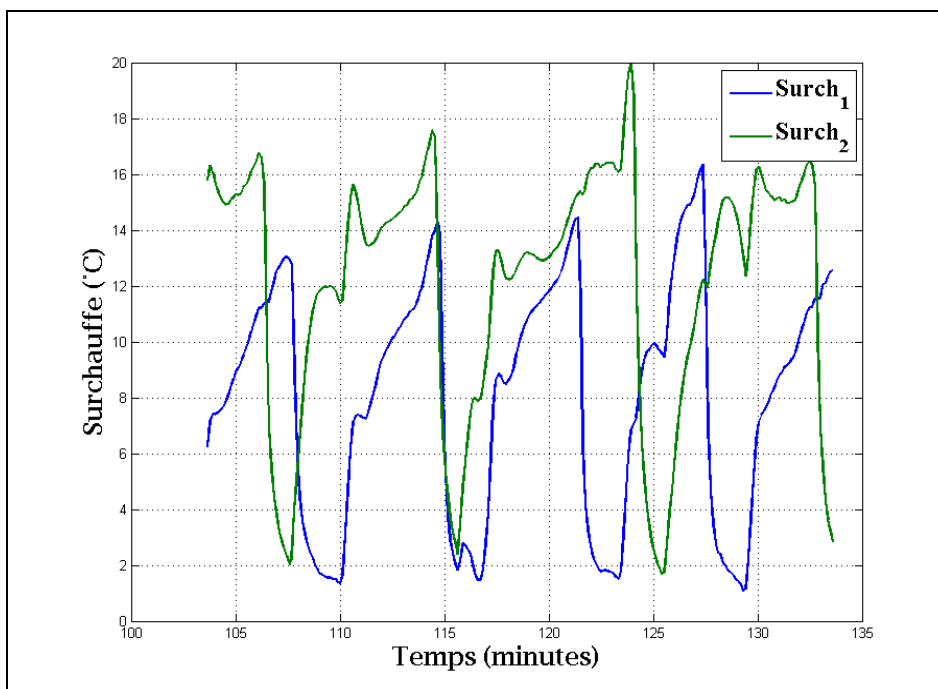


Figure-A IX-15 Évolution temporelle de la surchauffe au niveau de la boucle #1 et la boucle #2

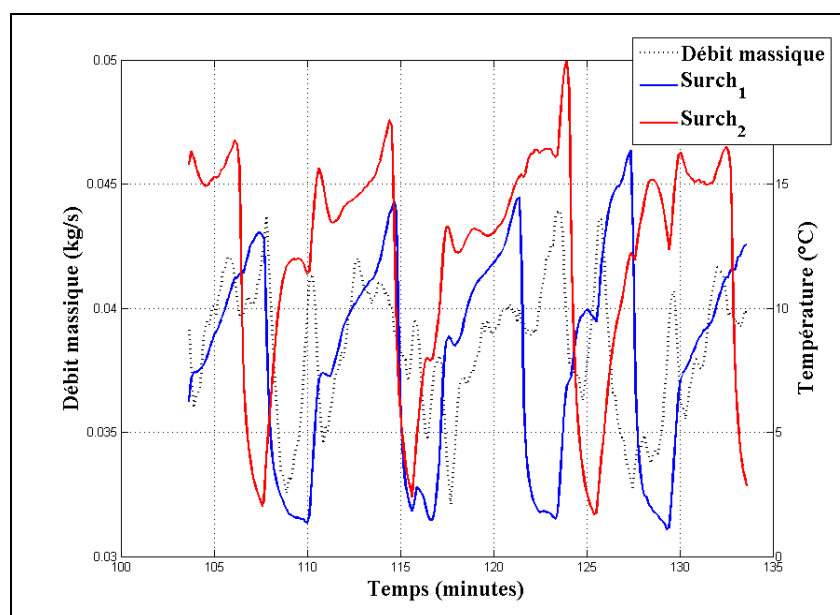


Figure-A IX-16 Évolution temporelle du débit massique de réfrigérant et de la surchauffe au niveau de la boucle #1 et de la boucle #2

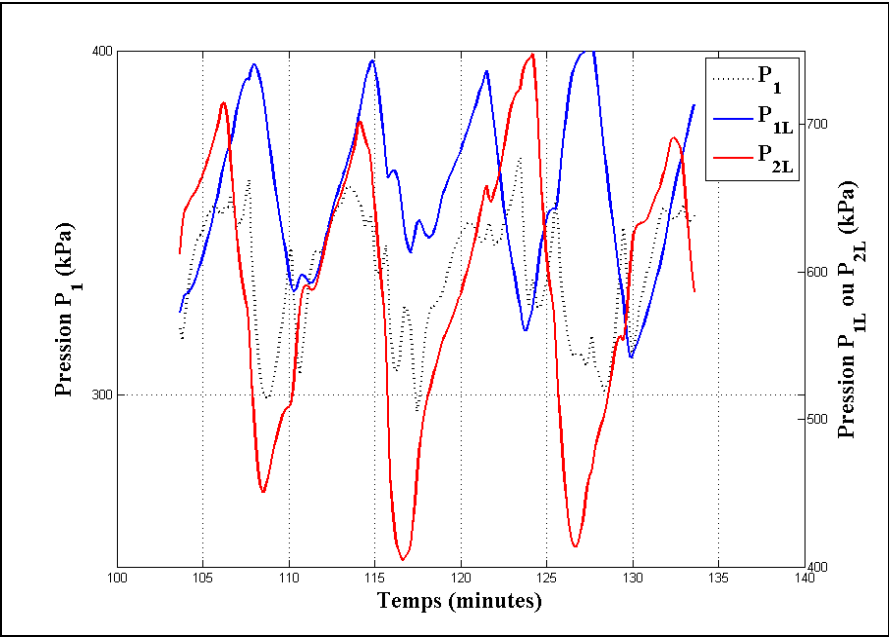


Figure-A IX-17 Évolution temporelle de P_1 , P_{1L} et P_{2L}

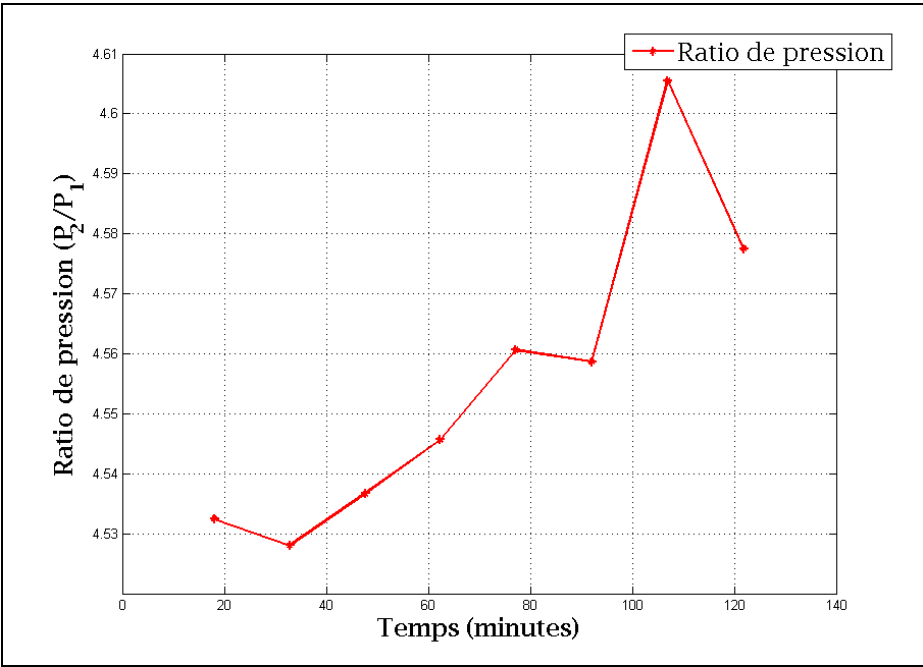


Figure-A IX-18 Évolution temporelle du rapport de pression au compresseur

ANNEXE X

RÉSUMÉ DES TESTS EXPÉRIMENTAUX: MODE CHAUFFAGE CONTINU (BOUCLE #2 ET #3 ACTIVÉES): DATA 647

Test: Data_647_MatLab

Mode: Chauffage

Particularités: Puits 2 et 3 activés

Pas de temps d'enregistrement: 7.3 secondes

Durée du test: 2 heures de fonctionnement continu

Intervalles de temps pour l'analyse des résultats:

Intervalle 1: [2310:3270]

Intervalle 1: [2742:2997]

Intervalle 1: [1470:1530] 10 premières minutes en régime quasi-permanent

Intervalle 2: [1950:2010] 10 dernières minutes en régime quasi-permanent

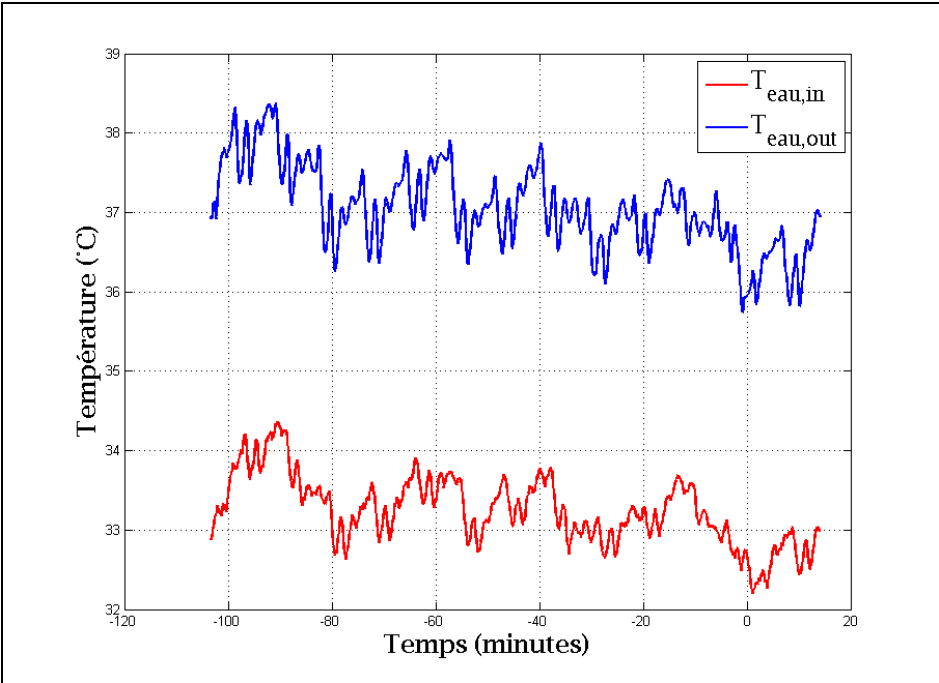


Figure-A X-1 Graphique des températures de l'eau

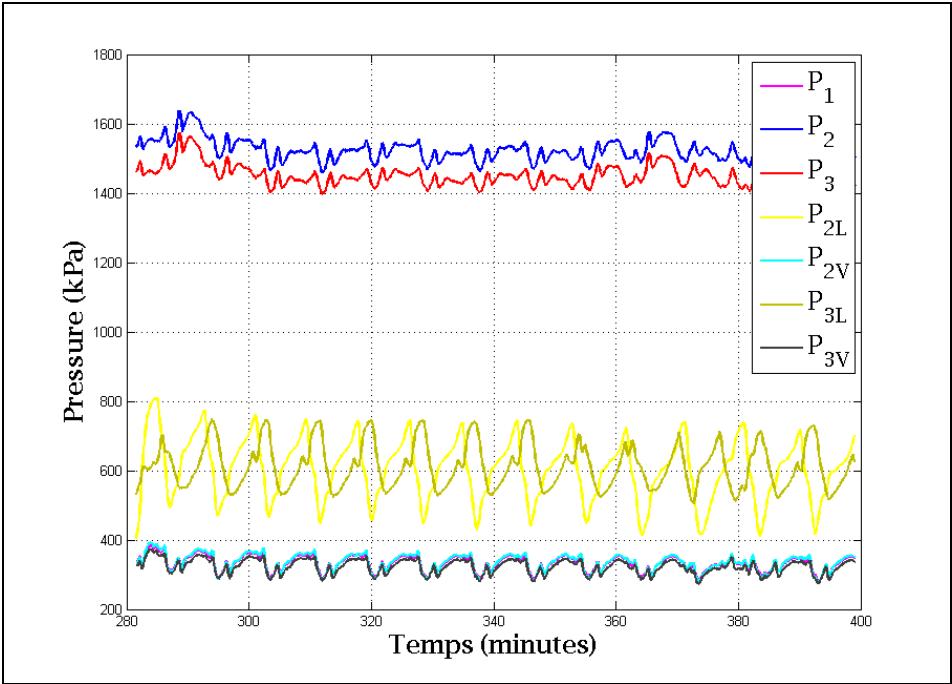


Figure-A X-2 Graphique des pressions du réfrigérant

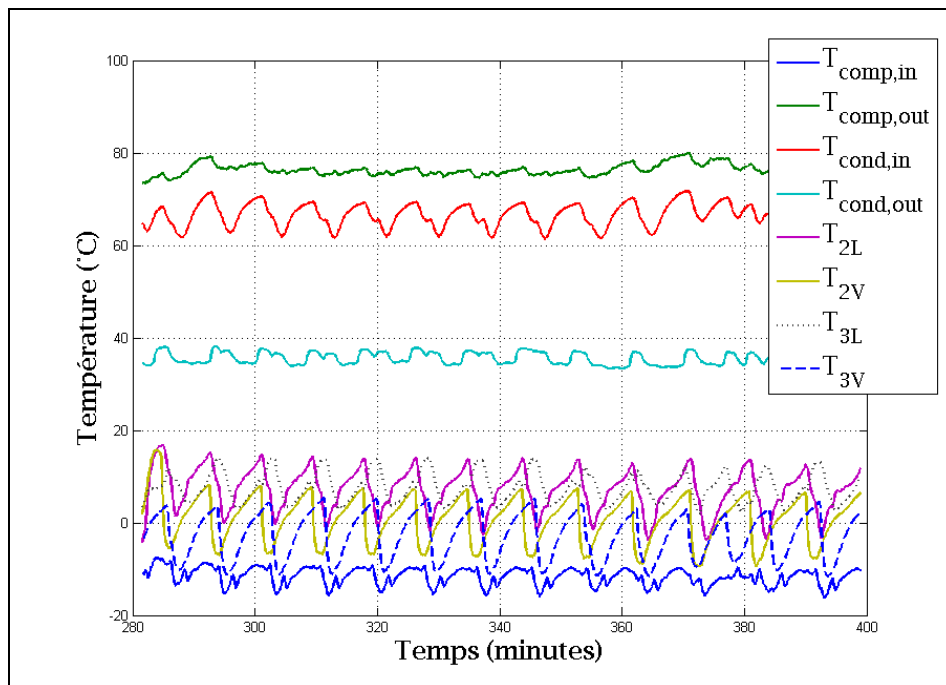


Figure-A X-3 Graphique des températures du réfrigérant

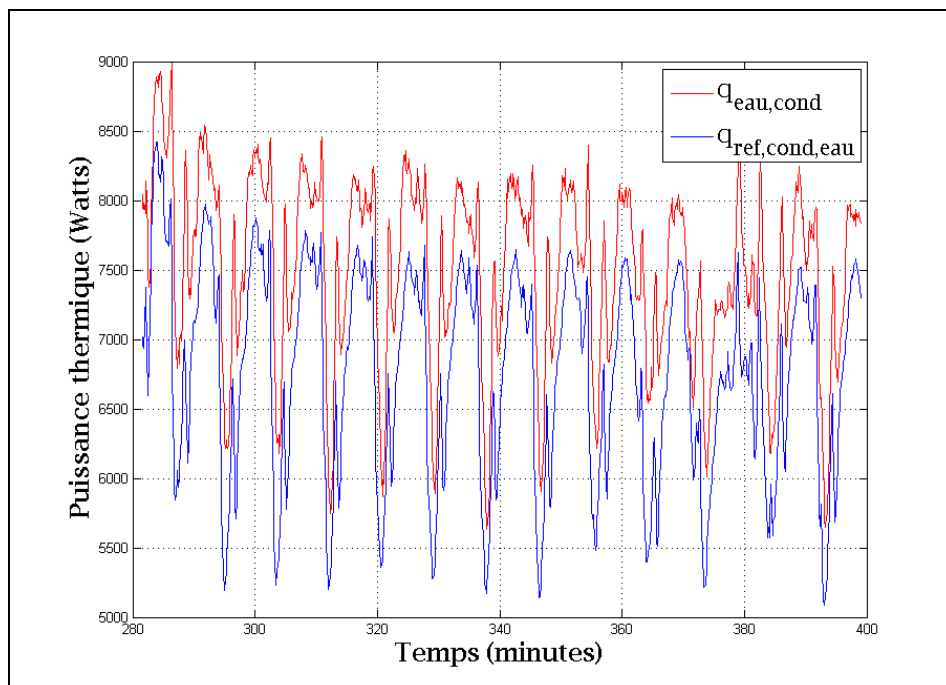


Figure-A X-4 Graphique des puissances thermiques
au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau

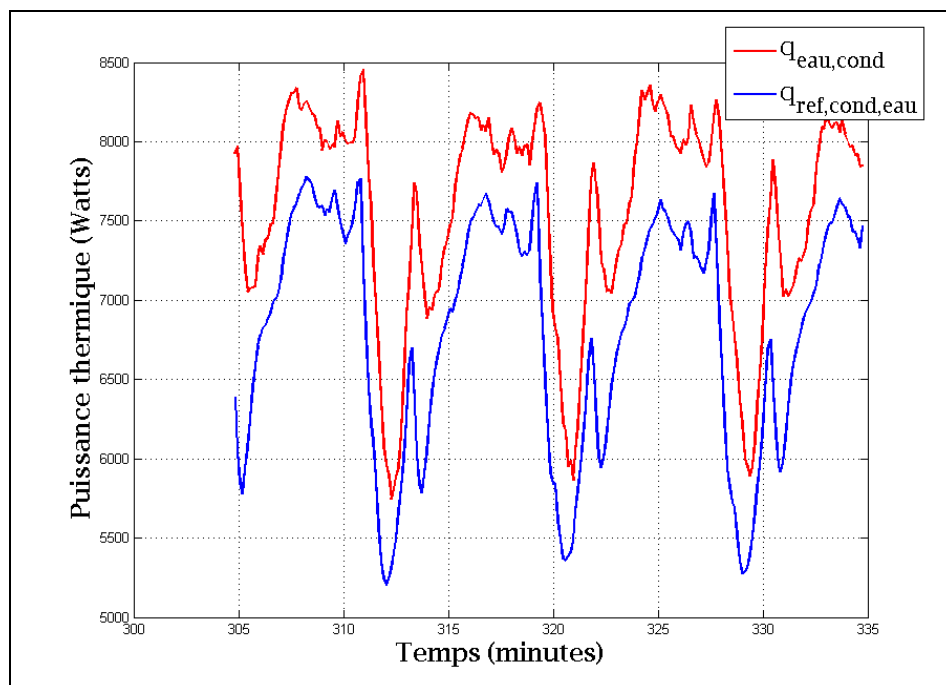


Figure-A X-5 Graphique des puissances thermiques au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau pour un intervalle de 30 minutes

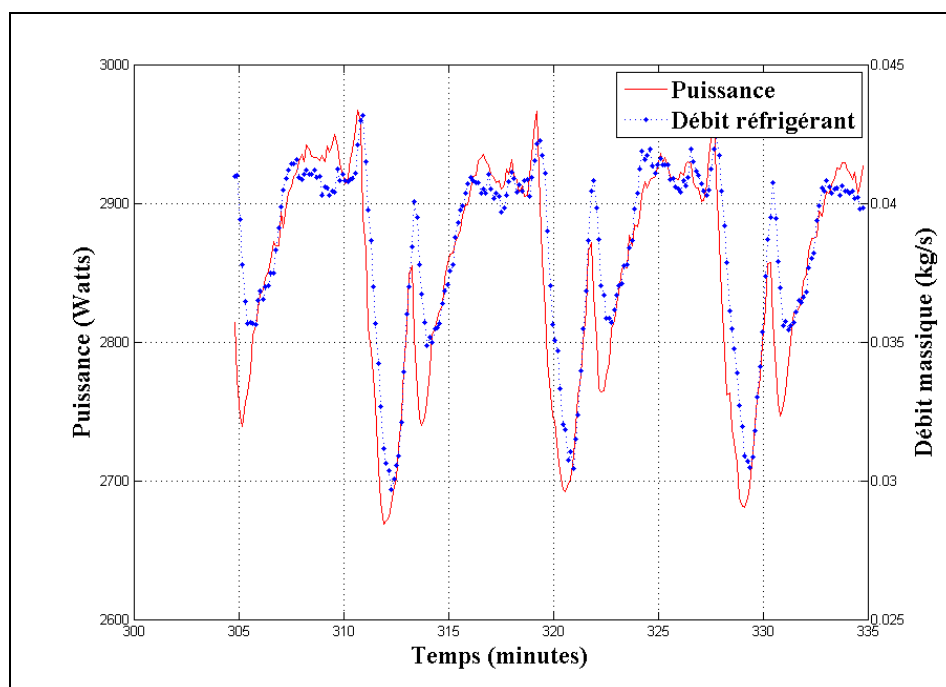


Figure-A X-6 Graphique de la puissance consommée par le compresseur et du débit massique de réfrigérant évalué pour un intervalle de 30 minutes

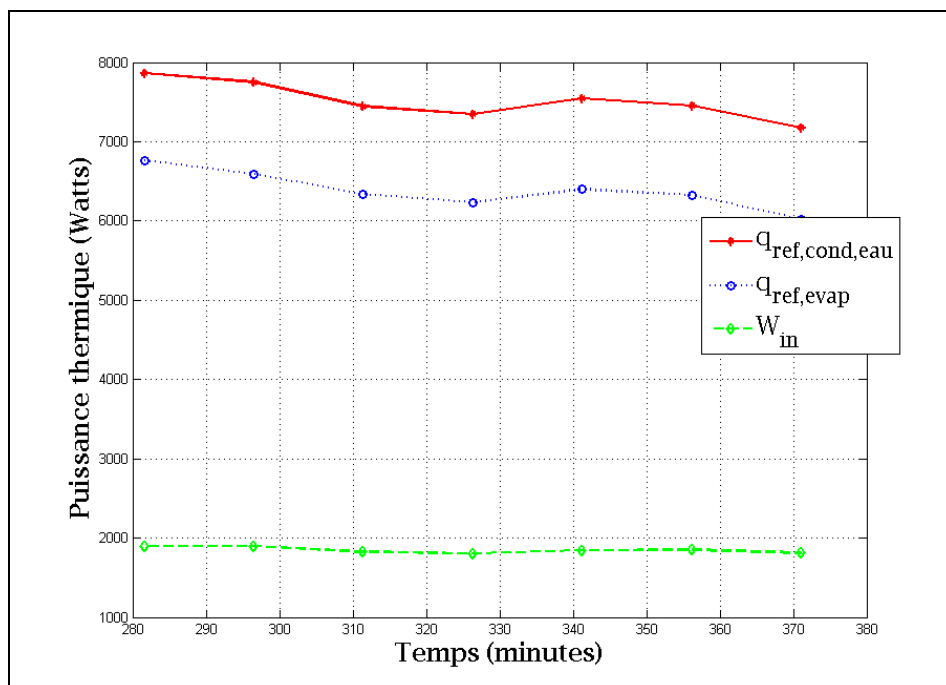


Figure-A X-7 Évolution temporelle de la puissance thermique au condenseur, à l'évaporateur et de la puissance au compresseur

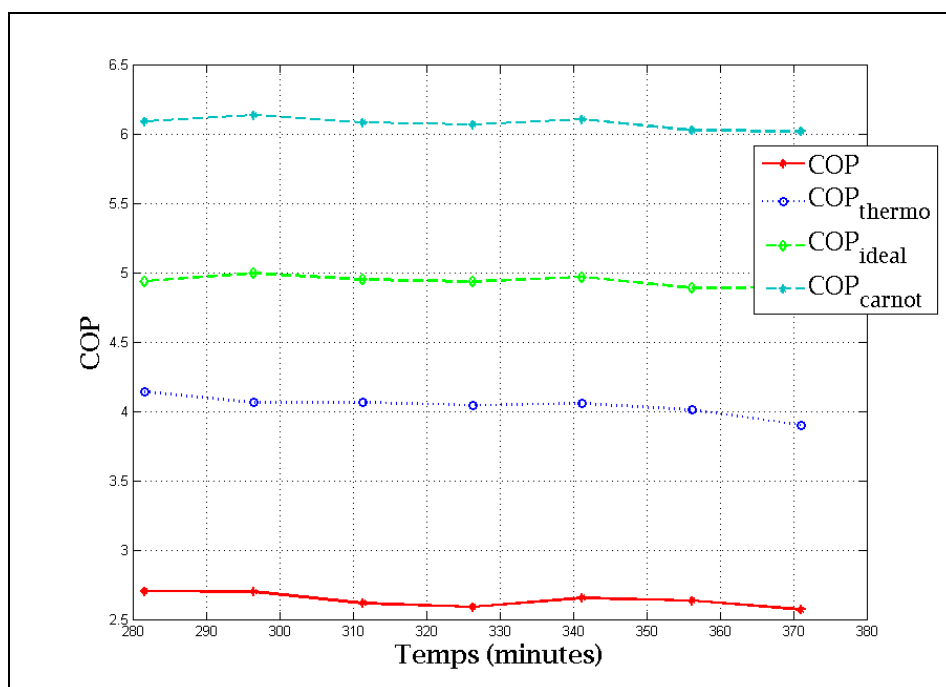


Figure-A X-8 Évolution temporelle du COP , COP_{thermo} , $COP_{idéal}$ et COP_{Carnot}

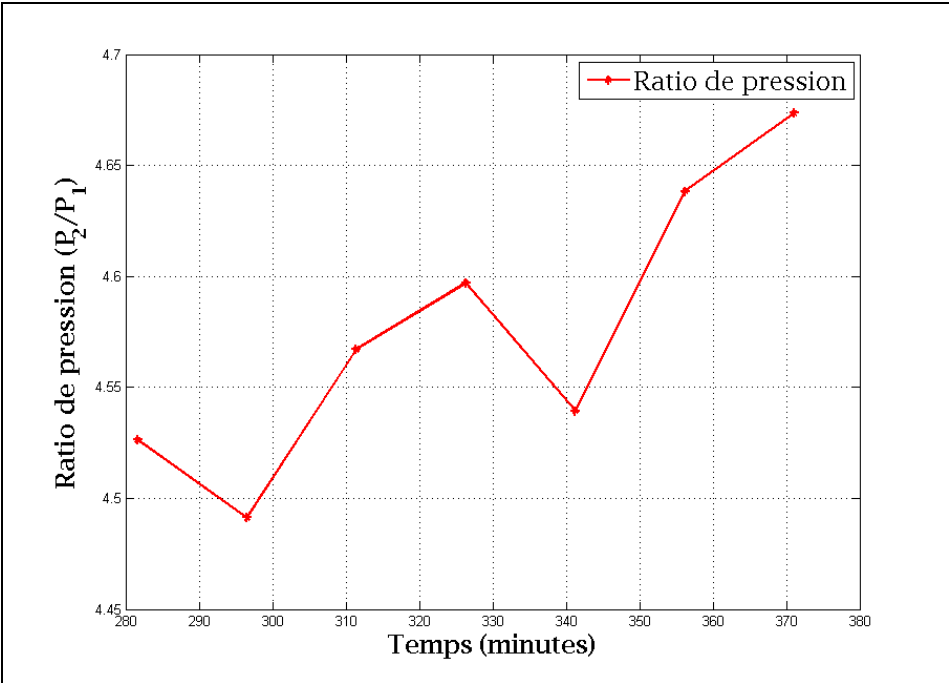


Figure-A X-9 Évolution temporelle du rapport de pression au compresseur

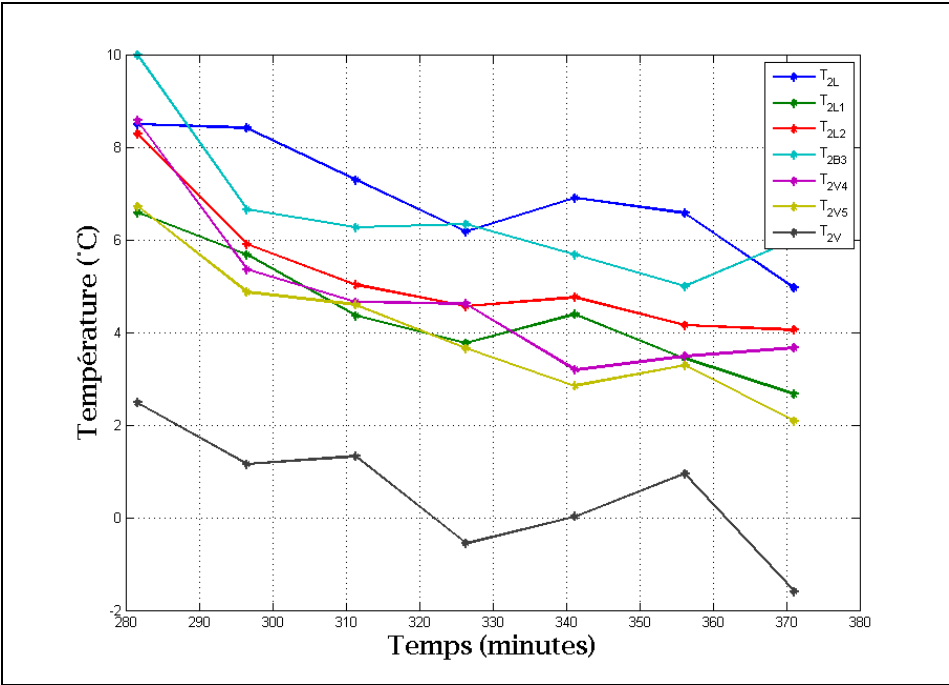


Figure-A X-10 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #2

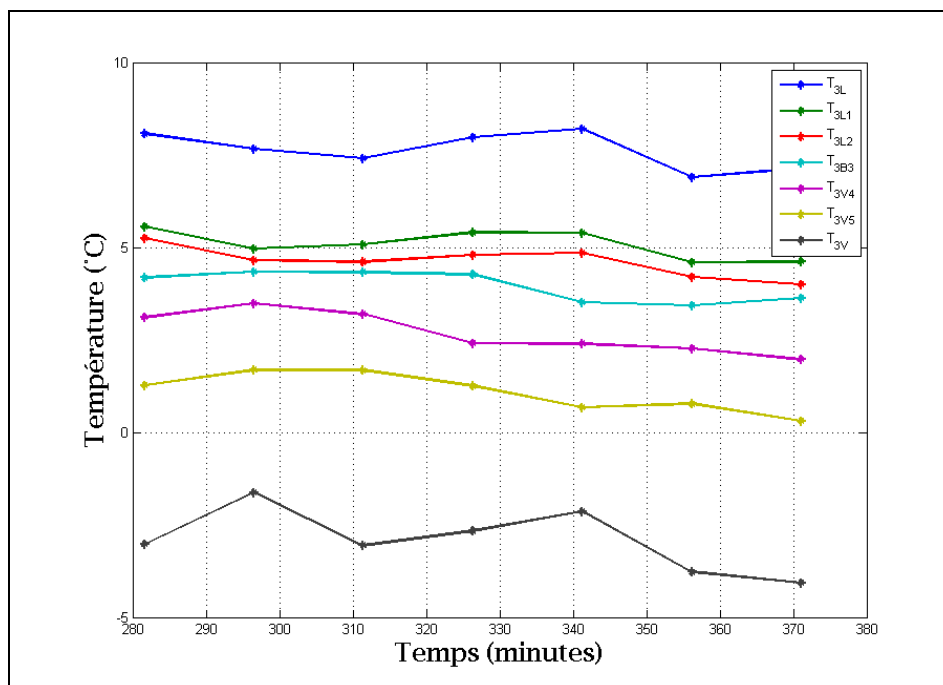


Figure-A X-11 Évolution temporelle des températures
au niveau de la boucle #3

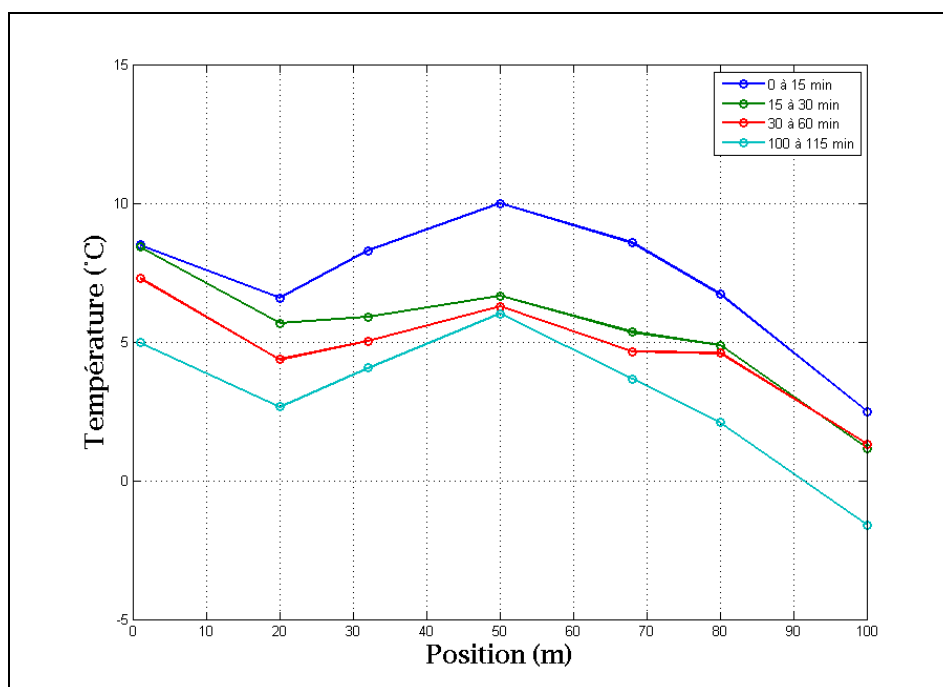


Figure-A X-12 Évolution temporelle de la distribution
spatiale des températures au niveau de la boucle #2

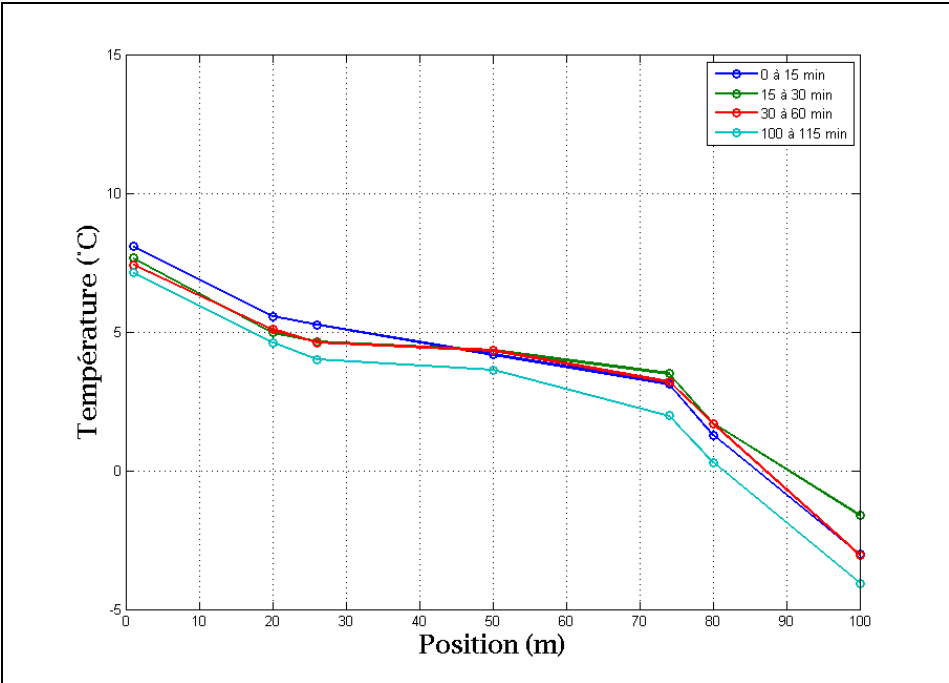


Figure-A X-13 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #3

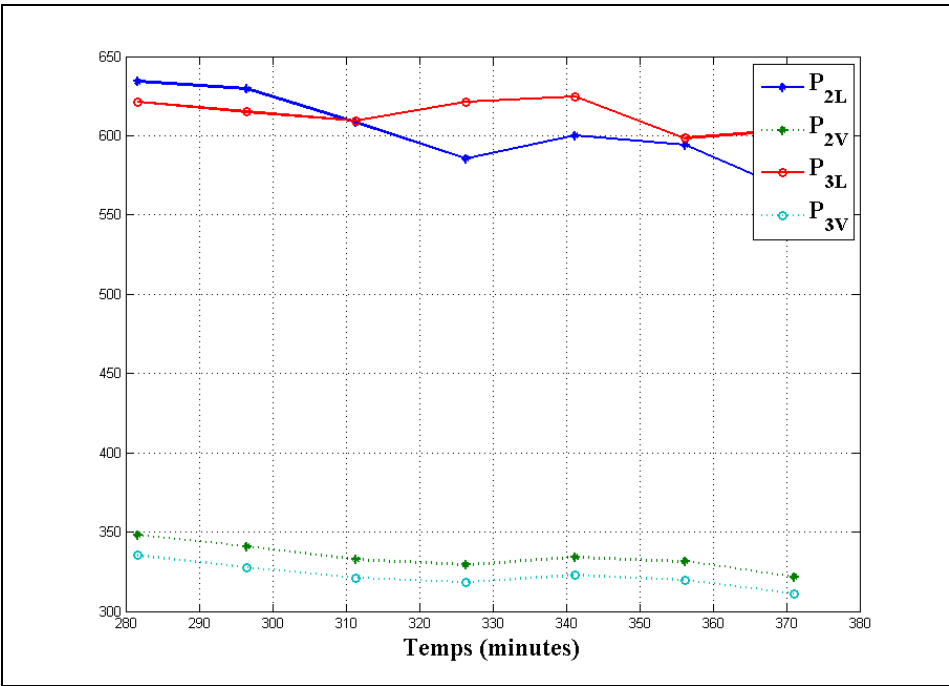


Figure-A X-14 Évolution temporelle des pressions au niveau de la boucle #2 et de la boucle #3

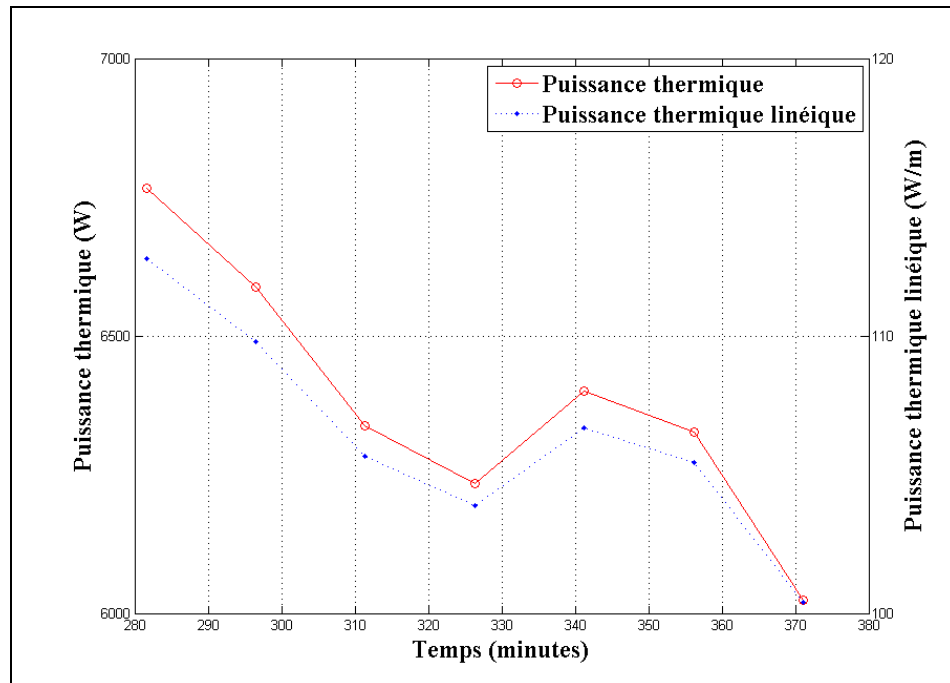


Figure-A X-15 Évolution temporelle de la puissance thermique et de la puissance thermique linéique échangée au niveau de l'évaporateur

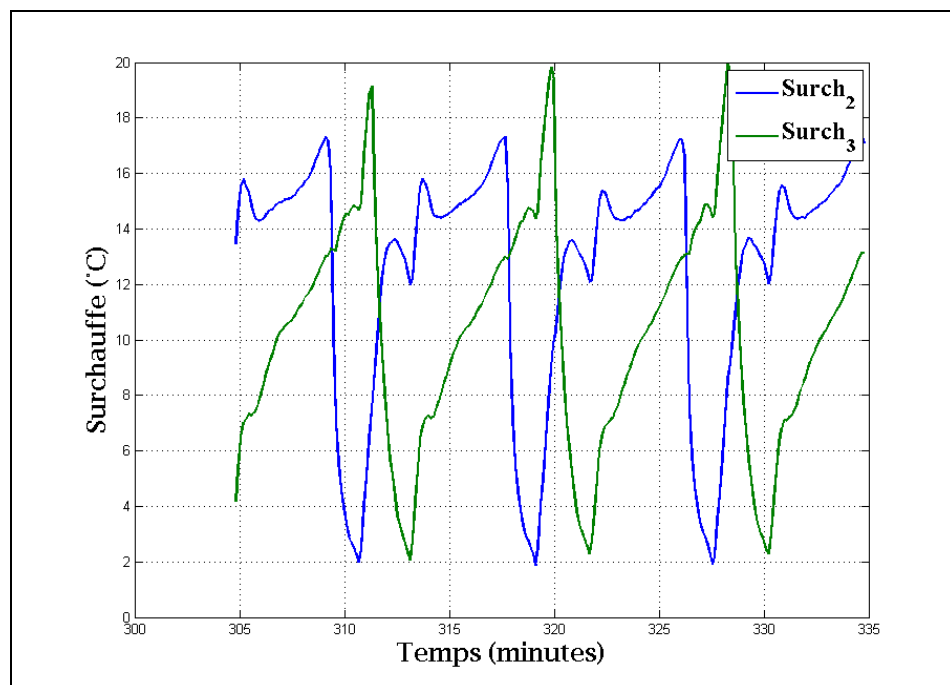


Figure-A X-16 Évolution temporelle de la surchauffe au niveau de la boucle #2 et la boucle #3

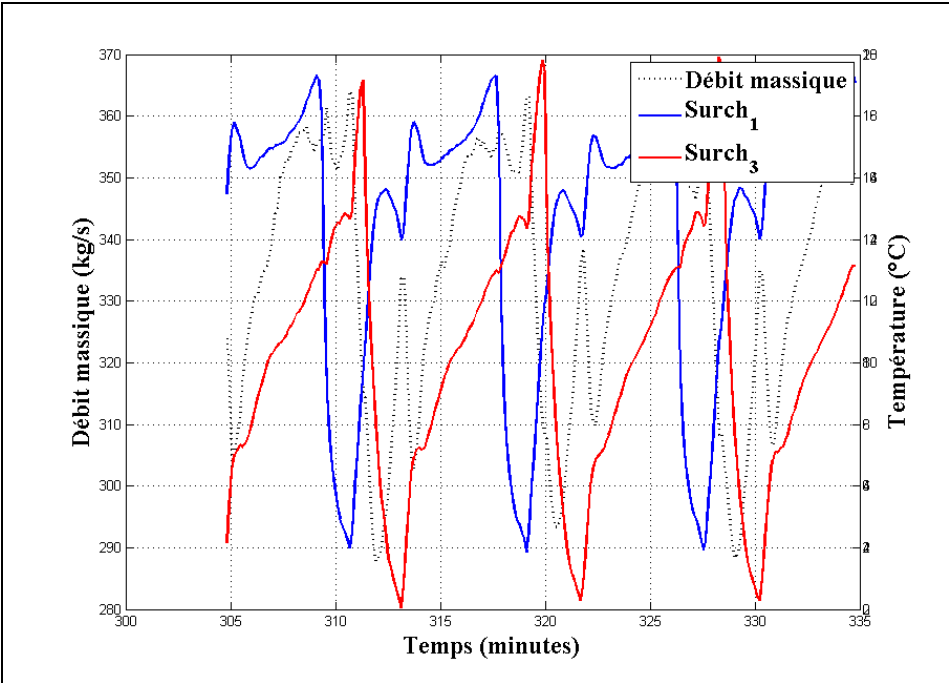


Figure-A X-17 Évolution temporelle du débit massique de réfrigérant et de la surchauffe au niveau de la boucle #1 et de la boucle #3

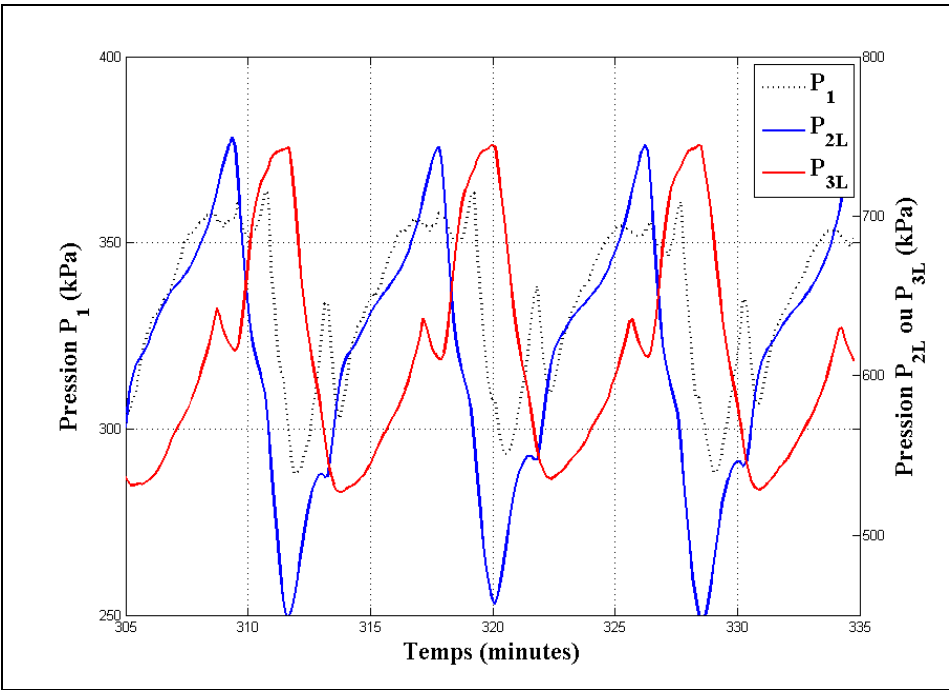


Figure-A X-18 Évolution temporelle de P_1 , P_{2L} et P_{3L}

ANNEXE XI

RÉSUMÉ DES TESTS EXPÉRIMENTAUX: MODE CHAUFFAGE CONTINU (BOUCLE #1 ET #3 ACTIVÉES): DATA 647

Test: Data_647_MatLab

Mode: Chauffage

Particularités: Puits 1 et 3 activés

Pas de temps d'enregistrement: 7.3 secondes

Durée du test: 2 heures de fonctionnement continu

Intervalles de temps pour l'analyse des résultats:

Intervalle 1: [1:1170]

Intervalle 2: [1234:1648]

Intervalle 3: [1470:1530] 10 premières minutes en régime quasi-permanent

Intervalle 4: [1950:2010] 10 dernières minutes en régime quasi-permanent

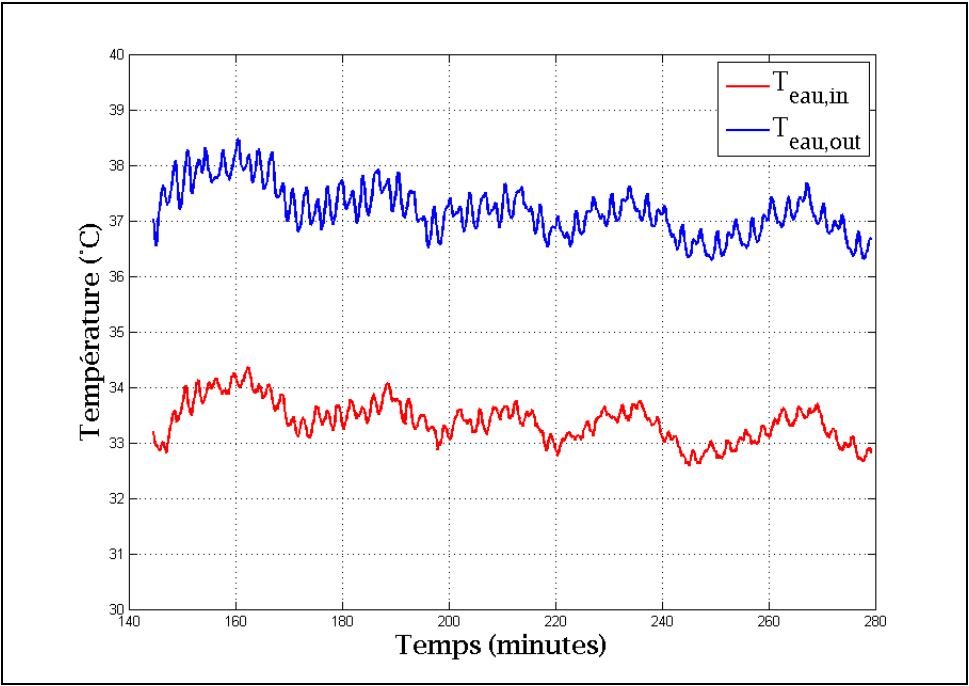


Figure-A XI-1 Graphique des températures de l'eau

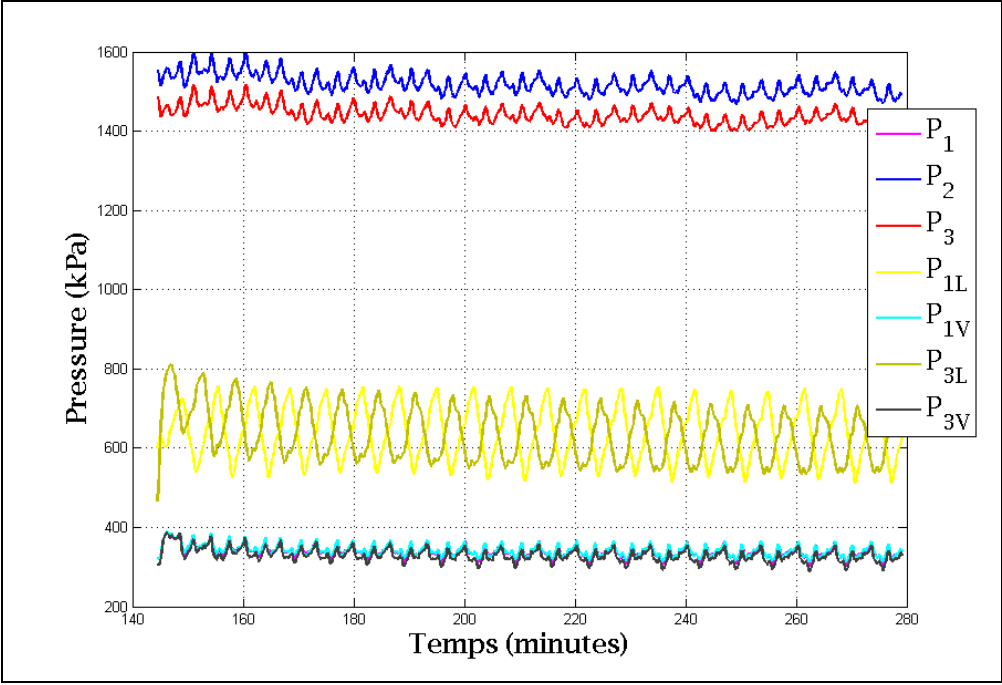


Figure-A XI-2 Graphique des pressions du réfrigérant

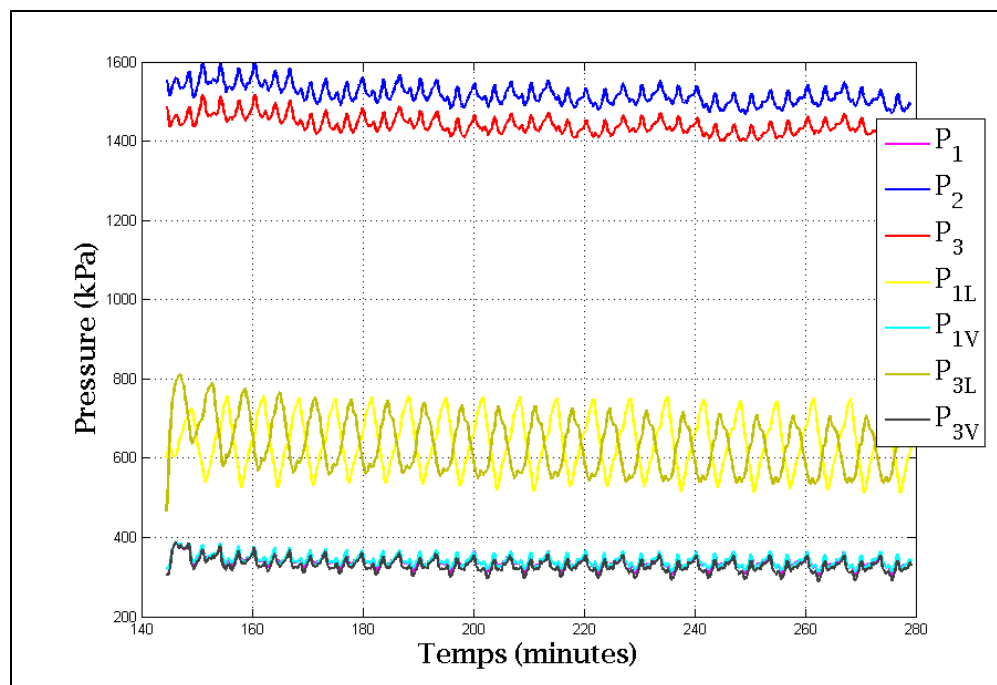


Figure-A XI-3 Graphique des températures du réfrigérant

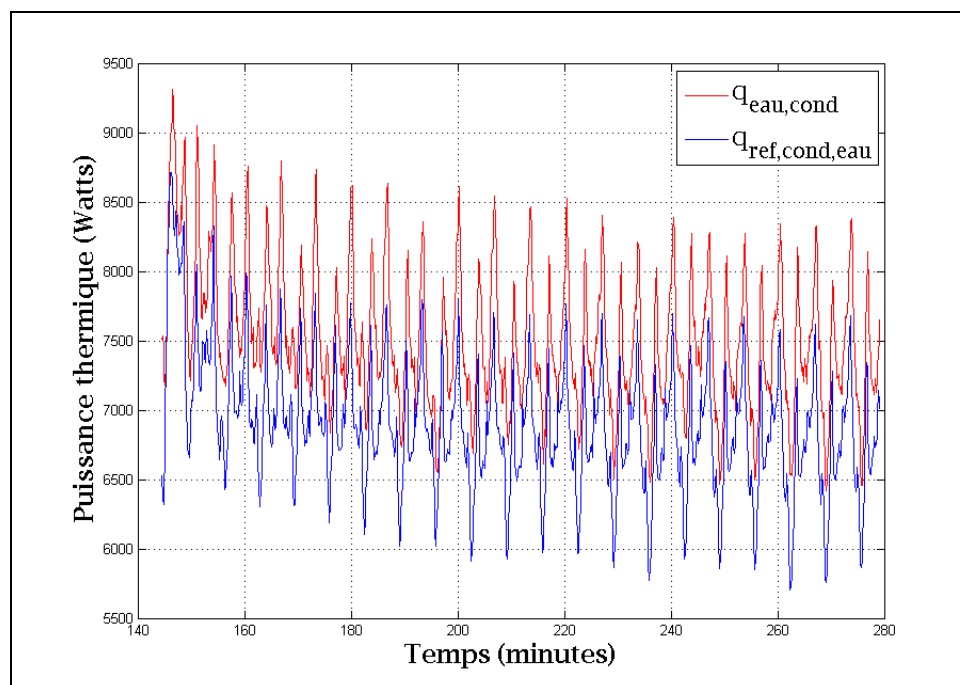


Figure-A XI-4 Graphique des puissances thermiques
au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau

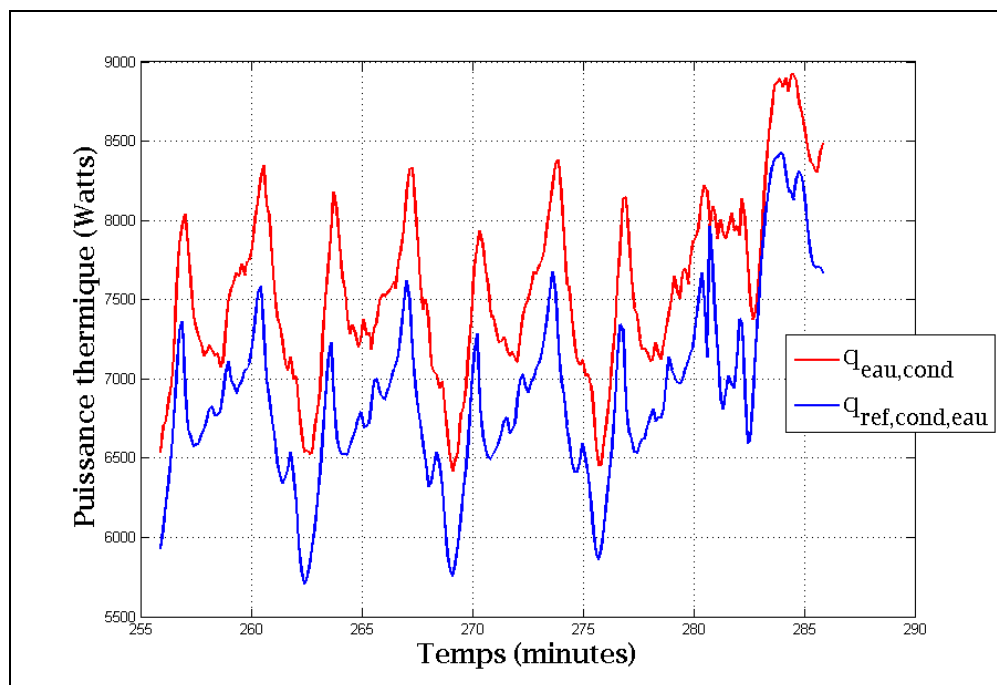


Figure-A XI-5 Graphique des puissances thermiques au niveau de l'échangeur réfrigérant-eau pour un intervalle de 30 minutes

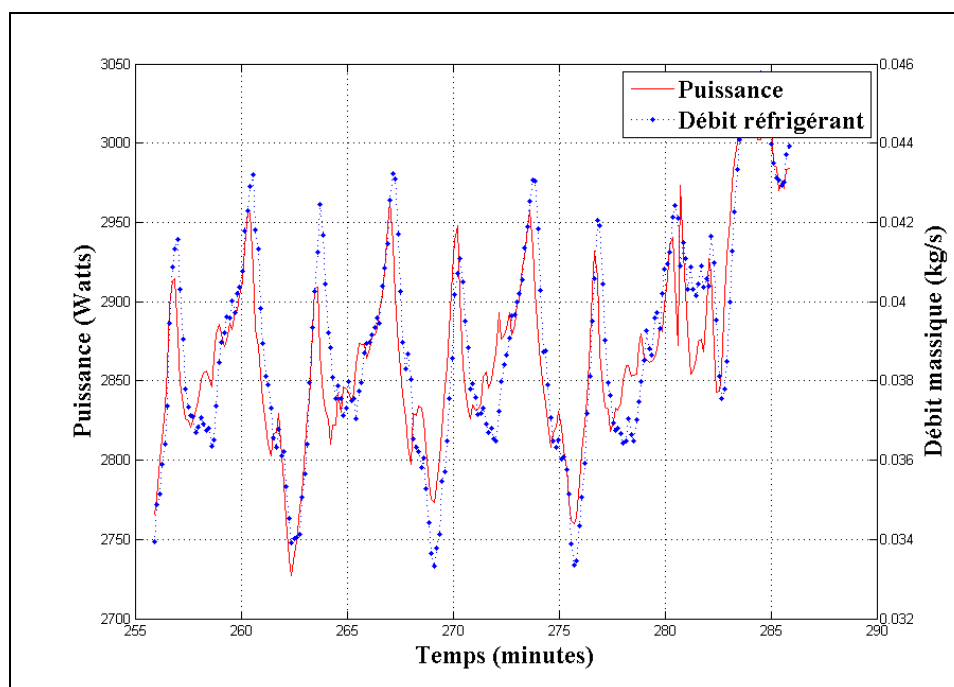


Figure-A XI-6 Graphique de la puissance consommée par le compresseur et du débit massique de réfrigérant évalué pour un intervalle de 30 minutes

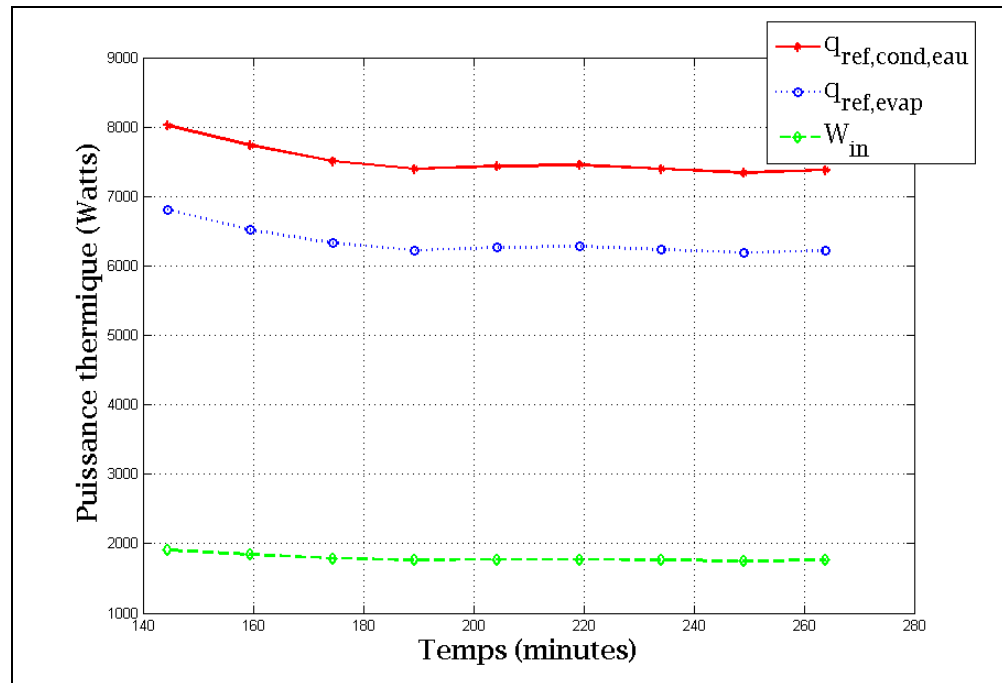


Figure-A XI-7 Évolution temporelle de la puissance thermique au condenseur, à l'évaporateur et de la puissance au compresseur

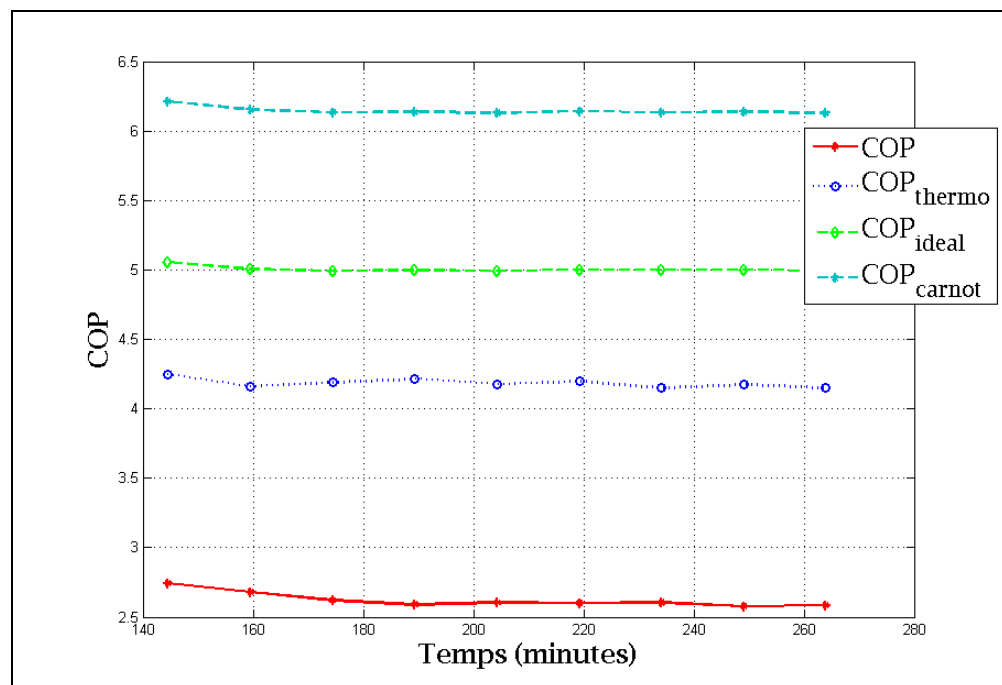


Figure-A XI-8 Évolution temporelle du COP , COP_{thermo} , $COP_{idéal}$ et COP_{Carnot}

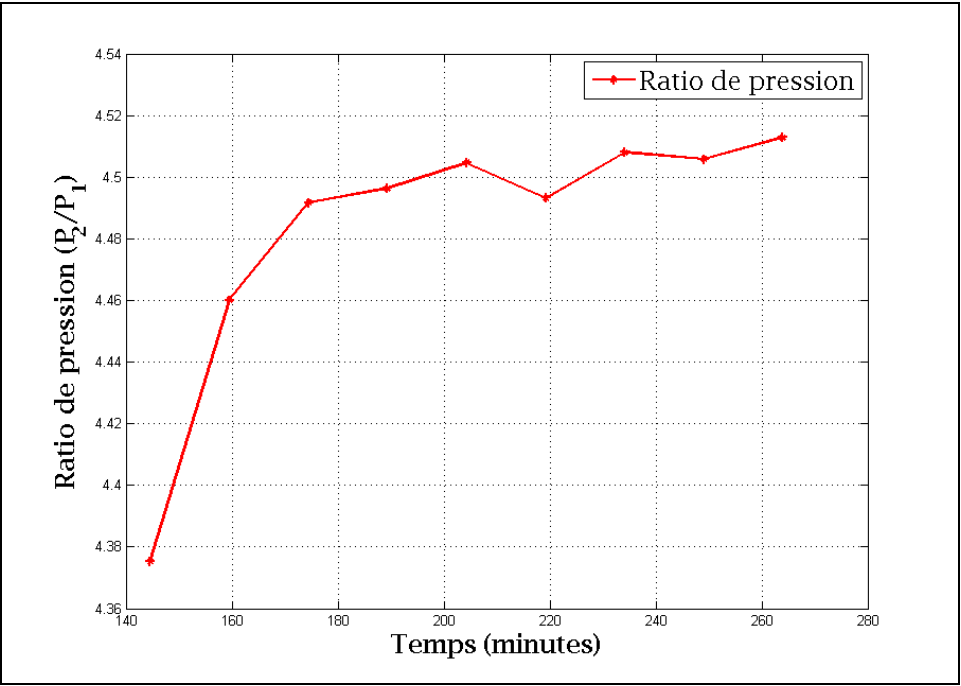


Figure-A XI-9 Évolution temporelle du rapport de pression au compresseur

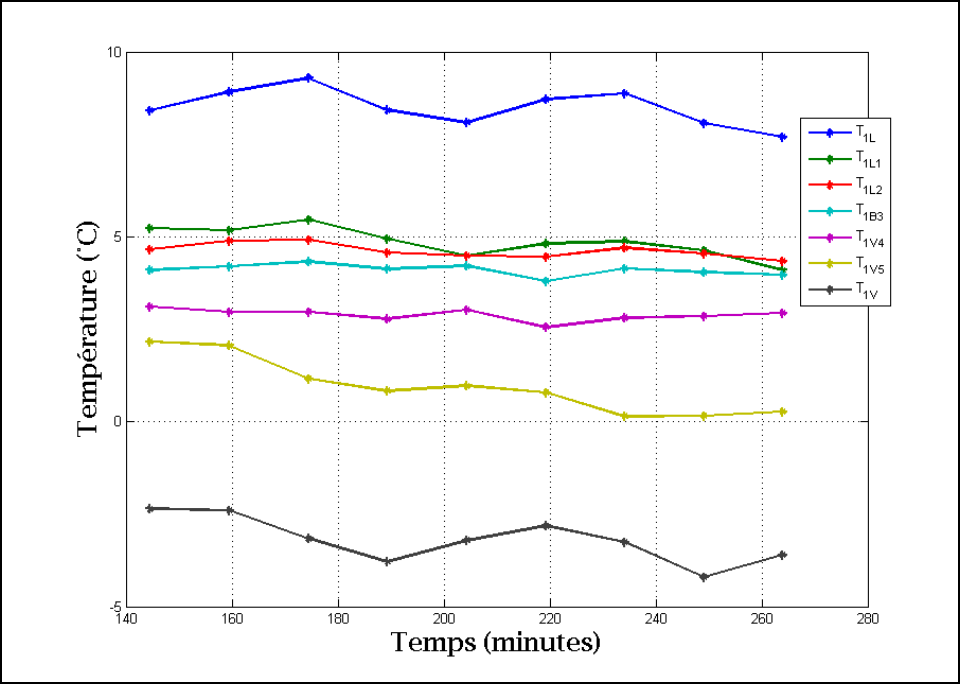


Figure-A XI-10 Évolution temporelle des températures au niveau de la boucle #1

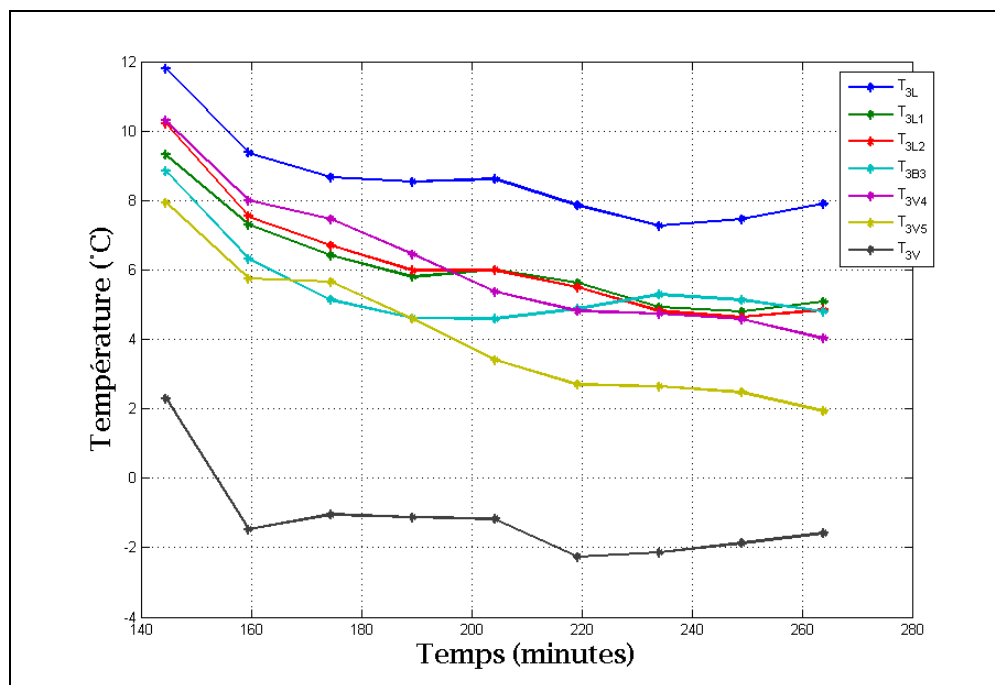


Figure-A XI-11 Évolution temporelle des températures
au niveau de la boucle #3

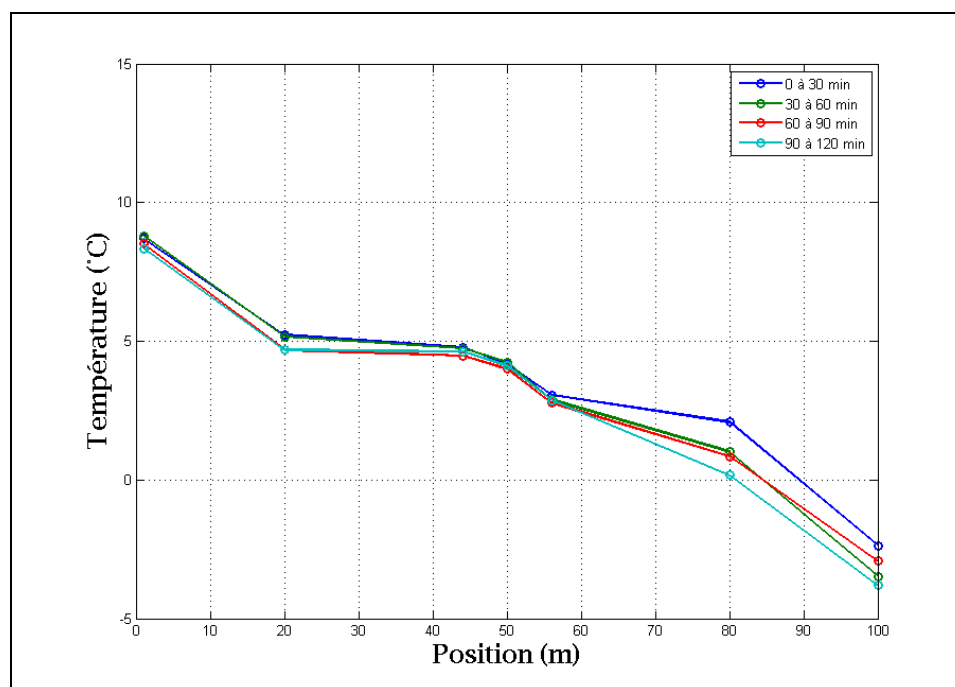


Figure-A XI-12 Évolution temporelle de la distribution
spatiale des températures au niveau de la boucle #1

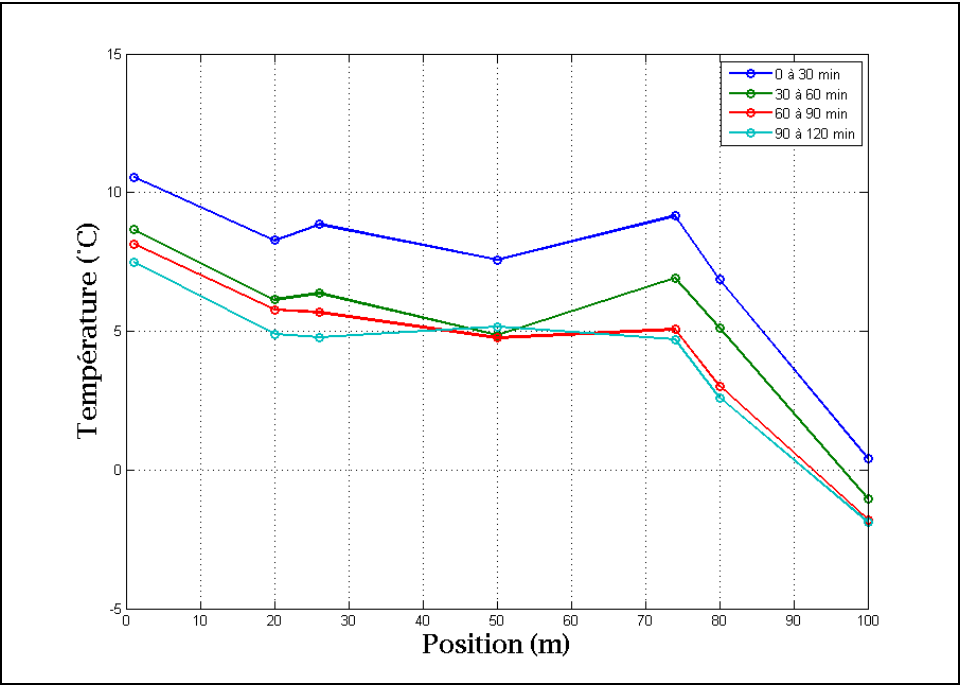


Figure-A XI-13 Évolution temporelle de la distribution spatiale des températures au niveau de la boucle #3

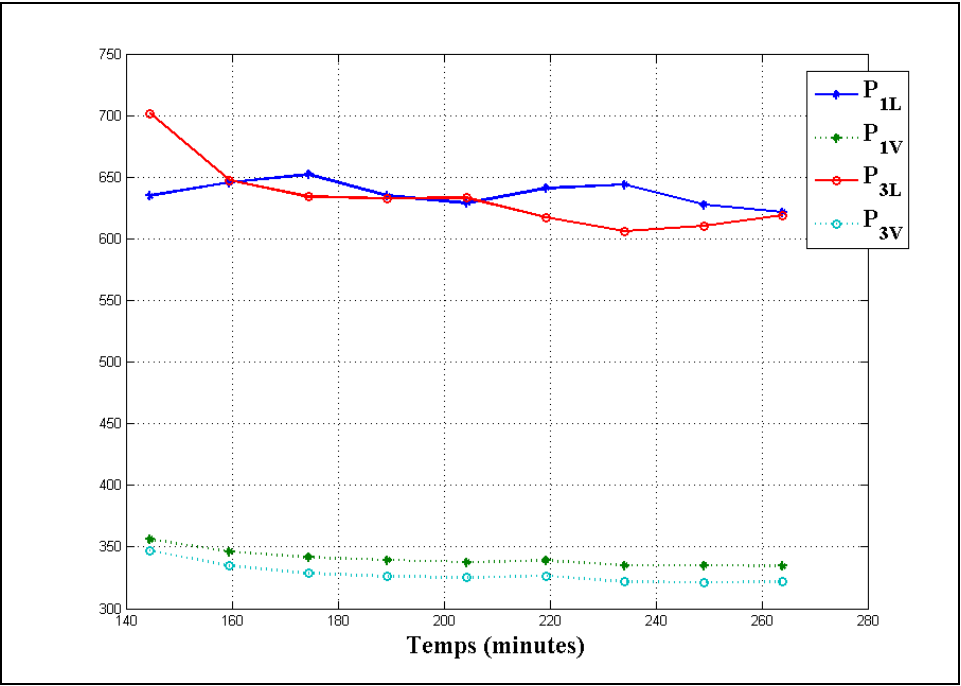


Figure-A XI-14 Évolution temporelle des pressions au niveau de la boucle #1 et de la boucle #3

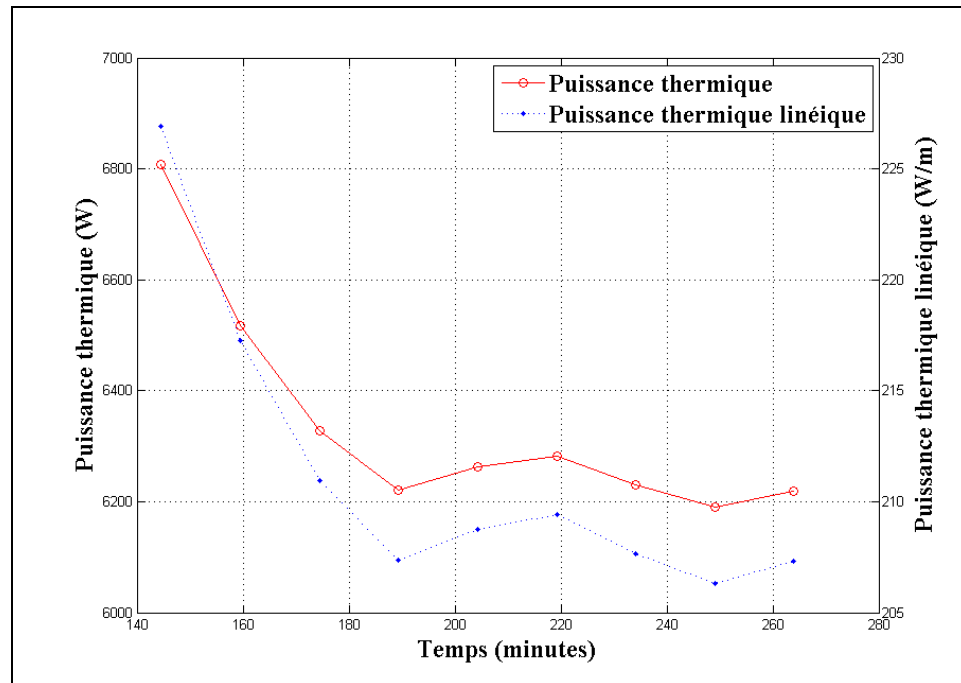


Figure-A XI-15 Évolution temporelle de la puissance thermique et de la puissance thermique linéique échangée au niveau de l'évaporateur

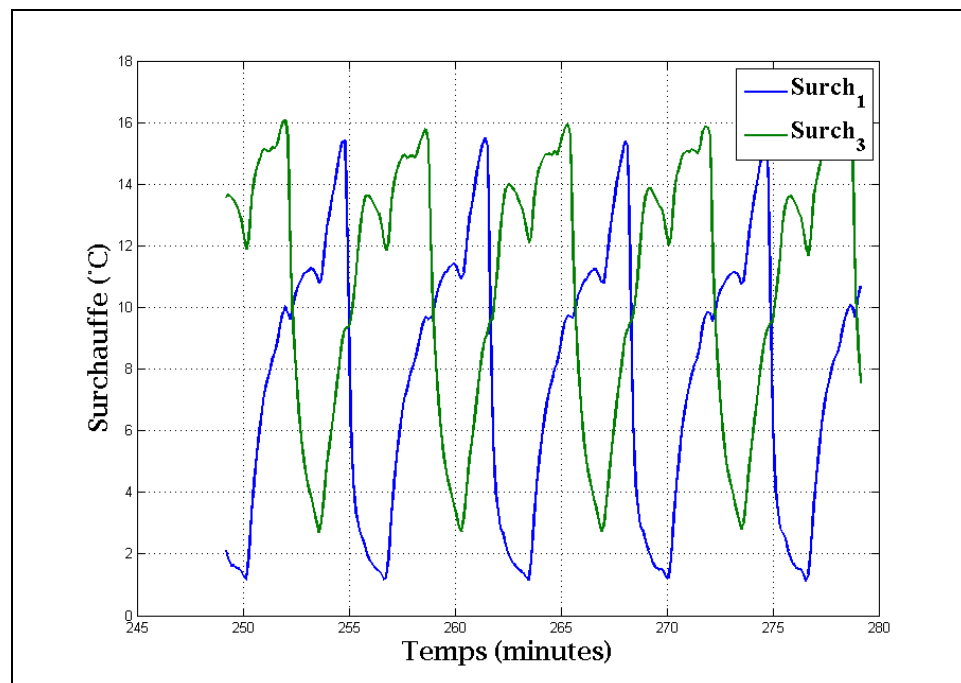


Figure-A XI-16 Évolution temporelle de la surchauffe au niveau de la boucle #1 et la boucle #3

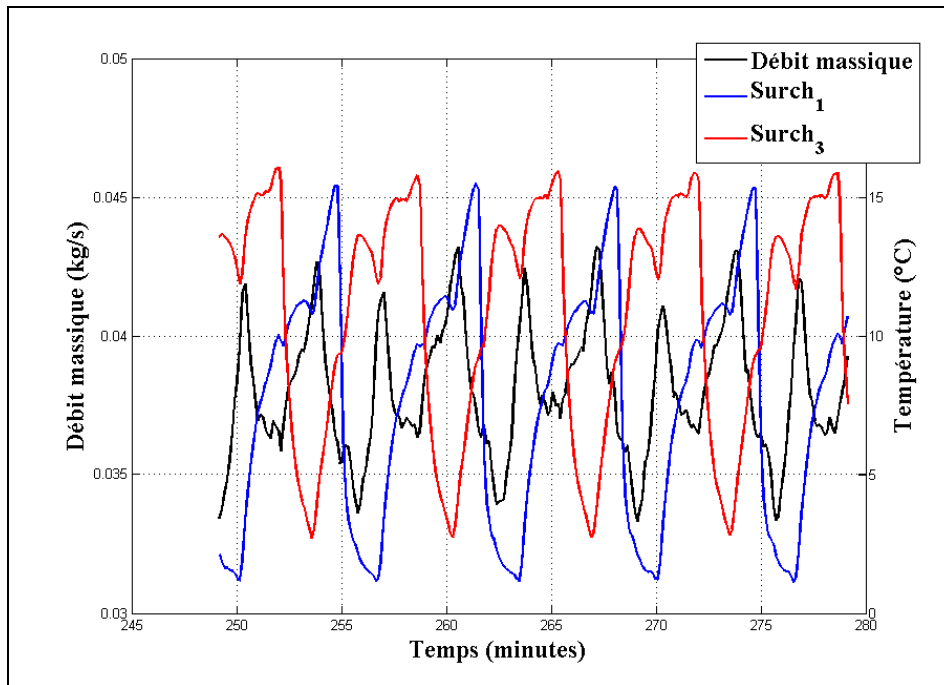


Figure-A XI-17 Évolution temporelle du débit massique de réfrigérant et de la surchauffe au niveau de la boucle #1 et de la boucle #3

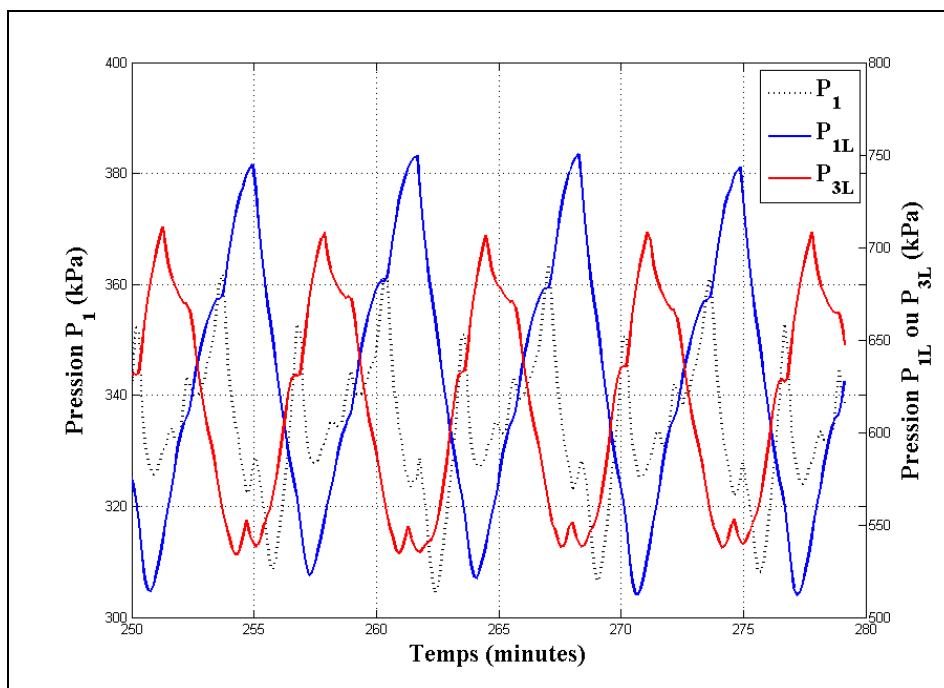


Figure-A XI-18 Évolution temporelle de P_1 , P_{1L} et P_{3L}

BIBLIOGRAPHIE

- Beck, J.V., Cole K.D. Haji-Sheikh A., Litkouhl B. 1992. *Heat Conduction Using Green's Function*.
- Bendapudi, S., Robert J.B. 2002. *A review of litterature on dynamic models of vapor compression equipment*. ASHRAE Reseach Project 1043-RP.
- Bose, J. 1980. « Design manual for ground water, earth coupled and solar assisted heat pumps ». Oklahoma, Oklahoma State University.
- Brix, W. 2009. « Modelling refrigerant distribution in microchannel evaporators ». *International Journal of refrigeration*, vol. 32, n° 7, p. 1736-1743.
- Carey, V.P. 1992. *Liquid-vapor phae-change phenomena*, Second Edition. New York.
- Chi, J., Didion D. . 1982. « A simulation model for the transient performance of a heat pump ». *International Journal of refrigeration* vol. 5, p. 176-184.
- Coogan, C.H. 1949. « Experimental determination for heat absorbing coils buried in the earth ». *Mechanical Engineer*, vol. 71, p. 495-498.
- Ding, G.L. 2007. « Recent developments in simulation techniques for vapour-compression refrigeration systems ». *International Journal of refrigeration*, vol. 30, p. 1119-1133.
- Domanski, P.A., Herms, C.J.L. 2008. « An improved correlation for two-phase pressure drop of R-22 and R-410A in 180 return bends ». *Applied thermal engineering*, vol. 28, n° 7, p. 793-800.
- Freund, E.A., Whitlow G.S. 1959. « Earth source heat pumps: characteristics, design and operation ». *AIEE Journal*, p. 540-551.
- Garcia-Valladares, O., Pérez-Segarra, C.D., Rigola J. 2004. « Numerical simulation of double-pipe condensers and evaporators ». *International Journal of refrigeration* vol. 27, n° 656-670.
- Geary, D.F. 1975. « Return bend pressure drops in refrigeration systems ». *ASHRAE Transactions* vol. 81, p. 250-265.
- Goulburn, J.R., Fearon, J. 1978. « Deep gound coil evaporatros for heat pumps ». *Applied Energy*, vol. 4, p. 293.
- Goulburn, J.R., Fearon, J. 1983. « Domestic heat pump with deep ground source evaporator ». *Applied Energy*, vol. 14, p. 99-113.

- Guernsey, E.W., Betz P.L., Skau N.H. 1949. « Earth as a heat source or storage medium for the heat pump ». *Heating, Piping & Air Conditioning*, p. 117-122.
- Halozan, H., Rieberer R. 2005. « Direct-expansion ground-coupled heat pumps ». *IEA Heat Pump Centre Newsletter*, vol. 23, p. 30-32.
- Halozan, H., Svec O. 1993. *Heat pump systems with direct expansion ground coils*. Rapport final de l'annexe 15, AEI, Paris.
- Hellstrom, G. 1991. « Ground Heat Storage. Thermal Analysis of Duct Storage Systems. Part I Theory ». Lund, University of Lund.
- Hermes, C., Melo C., Negrão C. 2008. « A numerical simulation model for plate-type, roll-bond evaporators ». *International Journal of refrigeration* vol. 31, p. 335-347.
- Huelle, Z.R. 1967. « Heat loads influences upon evaporator parameters ». In *XII International Congress of refrigeration*. p. 985-999. Madrid.
- Ibrahim, G.A. 2001. « Effect of sudden changes in evaporator external parameters on a refrigeration system with an evaporator controlled by a thermostatic expansion valve ». *International Journal of refrigeration*, vol. 24, p. 566-576.
- Idelshik, I.E. 1986. *Handbook of hydraulic resistance*. New York, 640 p.
- Incropera, F.P., Dewitt, Bergman, Lavine. 2007. *Fundamentals of heat and mass transfer*. Hoboken, NJ: Wiley, 998 p.
- Ingersoll, L.R., Plass, H.J. 1948. « Theory of the ground pipe heat source for the heat pump ». *Heating, Piping & Air Conditioning*, p. 119-122.
- Jia, X., Jin P., Zhang Y., Zhou X. 1995. « Distributed model for prediction of the transient response of an evaporator ». *International Journal of refrigeration*, vol. 18, n° 5, p. 336-342.
- Jia, X., Tso C.P., Jolly, P.G., Wong, Y.W. 1996. « Distributed study of air temperature inside a dry-expansion evaporator ». *Applied thermal engineering*, vol. 16, n° 4, p. 305-311.
- Jia, X., Tso C.P., Jolly, P.G., Wong, Y.W. 1999. « Distributed steady and dynamic modelling of dry-expansion evaporators ». *International Journal of refrigeration*, vol. 22, n° 2, p. 126-136.
- Judge, J., Radermacher, R. 1997. « Heat exchanger model for mixtures and pure refrigerant cycle simulations ». *International Journal of refrigeration*, vol. 20, n° 4, p. 244-255.

- Kaern, M.R., Elmegaard, B. 2009. « Analysis of refrigerant mal-distribution in fin-and-tube evaporators ». In *Danske Køledage, 2009, Odense Congress Center*. p. 25-35. Kompendie.
- Kim, J.-H. et al. 2009. « Evaluation of a hybrid method for refrigerant flow balancing in multi-circuit evaporators ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 32, p.1283-1292
- Lamarche, L. 2009. « A Fast Algorithm for hourly simulations of ground-source heat pumps using arbitrary response factors ». *Renewable Energy* vol. 34, p. 2252-2258.
- Lamarche, L., Beauchamp B. 2007. « A Fast Algorithm for the Simulation of GCHP Systems ». *ASHRAE Transactions*, vol. 113, p. 470-476.
- Liang, N., Shao, S., Xu H., Tian C. 2010. « Instability of refrigeration system - A review ». *Energy conversion and management*, vol. 51, p. 2169-2178.
- MacArthur, J.W. 1984. « Transient heat pump behaviour: a theoretical investigation ». *International Journal of refrigeration*, vol. 7, n° 2, p. 123-132.
- MacArthur, J.W., Grald E.W. 1989. « Unsteady compressible two-phase flow model for predicting cyclic heat pump performance and a comparison with experimental data ». *International Journal of refrigeration* vol. 12, p. 29-41.
- Mei, V.C., Baxter V.D. 1990. « Experimental study of direct-expansion ground coil heat exchangers ». *ASHRAE Transactions* vol. 96, p. 821-828.
- Minzer, U. Barnea, D., Taitel, Y. 2004. « Evaporation in parallel pipes - Splitting characteristics ». *International journal of multiphase flow*, vol. 30, n° 7-8, p. 763-777.
- Minzer, U. Barnea, D., Taitel, Y. 2006. « Flow rate distribution in evaporating parallel pipes-modeling and experimental ». *Chemical Engineering Science*, vol. 61, n° 22, p. 7249-7259.
- Mithraratne, P., Wijesundera, N.E., Bong, T.Y. 2000. « Dynamic simulation of a thermostatically controlled counter-flow evaporator ». *International Journal of refrigeration*, vol. 23, p. 174-189.
- Mueller, A.C., Chiou, J.P. 1988. « Review of various types of flow maldistribution in heat exchangers ». *Heat transfer engineering*, vol. 9, n° 2, p. 36-50.
- Mulay, V., Kulkarni A., Agonafer D., Schmidt R. 2005. « Effect of the location and the properties of thermostatic expansion valve sensor bulb on the stability of a refrigeration system ». *ASME Journal of heat transfer*, vol. 127, p. 85-94.

- Munson, B.R., Young, D.F., Okiishim T.H. . 1998. *Fundamentals of fluid mechanic*, third. New York.
- Natan, S., Dvora B., Taitel Y. 2003. « Direct steam generation en parallel pipes ». *International journal of multiphase flow*, vol. 29, p. 1669-1683.
- Ndiaye, D. 2007. « Étude numérique et expérimentale de la performance en régime transitoire de pompes à chaleur eau-air en cyclage ». Thèse de Doctorat, Montréal, Polytechnique.
- Nyers, J., Stoyan G. 1994. « A dynamic model adequate for controlling the evaporator of a heat pump. ». *International Journal of refrigeration* vol. 17, p. 101-108.
- Patankar, S.V. 1980. *Numerical heat transfer and fluid flow*. Washington, New York: Hemisphere Pub. Corp. McGraww-Hill, 197 p.
- Ratliff, J.L. 1986. *Earth-tap for ECR system heat pump*. Lakeland, FL.: ECR technology Inc.
- Safemazandarani, P. 1988. « Experimental analysis and mathematical modeling of a direct expansion ground couples heat pump system ». Ph.D. thesis, Raleigh, North Carolina State University.
- Safemazandarani, P., Edwards, J.A., Johnson, R.R., Mohammad-zadeh, Y. 1990. « Mathematical modeling of a direct expansion ground coupled heat pump system ». *ASHRAE Transactions*, vol. 96, p. 583-589.
- Smith, G.S. 1956. « Intermittent ground grids for heat pumps ». *Heating, Piping & Air Conditioning*, p. 127-133.
- Stoecker, W.F. 1966. « Stability of an evaporator - expansion valve control loop. ». *ASHRAE Transactions*, vol. 72 p.8.
- Stoecker, W.F, Shahan, J.E., Mumma, S.A. 1971. « Dynamic response of a finned-coil refrigerant evaporator to step changes in refrigerant flow rate ». *ASHRAE Transactions*, vol. 77 p.2.
- Tahat, M.A., Ibrahim, G.A., Probert, S.D. 2001. « Performance instability of a refrigerator with its evaporator controlled by a thermostatic expansion valve ». *Applied Energy*, vol. 70, p. 233-249.
- Wang, F.Q. , Maidment G.G., Missenden, J.F., Tozer, R.M. 2006. « A novel special distributed method for dynamic refrigeration system simulation ». *International Journal of refrigeration* vol. 31, p. 887-903.

- Wang, X., Xa, C., Lu, Y. 2009. « An experimental study of a direct expansion ground-coupled heat pump system in heating mode ». *International journal of energy research*, vol. 33, p. 1367-1383.